

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen –

Faculté de Technologie



THESE

Présenté pour l'obtention du diplôme de **Doctorat, 3eme Cycle**

En: Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

Par: BOUREGUEBA Amel

Sujet

Caractérisation thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur muni de rubans torsadés perforés.

Soutenue publiquement, le 12 / 02 / 2026, devant le jury composé de :

M. KORTI Abdel Illah Nabil	Pr.	Univ. Tlemcen	President
M. SAIM Rachid	Pr.	Univ. Tlemcen	Directeur de thèse
M. BEGAG Abdelaziz	MCB	Univ. Tlemcen	Co-directeur de thèse
M. AOUN Allah Mohammed	Pr.	USTO-Oran	Examineur 1
M. BENZENINE Hamidou	Pr.	Univ. Ain Témouchent	Examineur 2
M. BENRAMDANE Mohammed	MCA	Univ. Tlemcen	Examineur 3

Année universitaire: 2025 - 2026

Dédicace

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leurs prières et leurs sacrifices qui m'ont donné la force d'avancer.

À ma famille, pour leur soutien, leur patience et leurs encouragements dans les moments de doute comme dans les moments de réussite.

À mes amis, pour leur présence et leurs paroles réconfortantes tout au long de ce parcours.

Enfin, à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Amel

Remerciements

Avant tout, je rends grâce à Dieu Tout-Puissant, le Miséricordieux, de m'avoir accordé la santé, la patience et la force nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à **mon directeur de thèse, Pr. Rachid SAIM**, pour la confiance qu'il m'a accordée, son encadrement rigoureux, ses conseils éclairés et sa disponibilité tout au long de cette recherche.

Je souhaite également remercier chaleureusement **mon co-directeur de thèse, Dr. Abdelaziz BEGAG**, pour ses orientations précieuses, ses encouragements constants et son accompagnement scientifique qui ont enrichi ce travail.

J'adresse mes vifs remerciements à **Pr. KORTI Abdel Illah Nabil** président du jury, pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider ce jury et pour l'intérêt porté à mon travail.

J'exprime également toute ma reconnaissance à **Pr. AOUN Allah Mohammed, Pr. BENZENINE Hamidou et M. BENRAMDANE Mohammed** examinateurs de cette thèse, pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'évaluer ce travail et pour leurs remarques constructives.

Je remercie vivement **mes collègues et amis** pour leurs échanges enrichissants, leur aide précieuse et leur soutien moral tout au long de cette recherche.

Enfin, mes pensées les plus sincères vont à **ma famille**, pour leur patience, leurs sacrifices et leur affection indéfectible, sans lesquels ce travail n'aurait jamais pu voir le jour.

ملخص

يعد تحسين نقل الحرارة أمرًا بالغ الأهمية لتعزيز كفاءة الطاقة وتقليل تكاليف التشغيل في الأنظمة الحرارية. وقد دفعت الحاجة إلى تطوير مبادلات حرارية مدمجة وفعالة من حيث التكلفة من خلال استخدام تقنيات التحسين السليبي إلى إجراء هذه الدراسة. وعلى وجه الخصوص، حظيت إداخلات الشريط الملتوي باهتمام كبير نظرًا لقدرتها على تكثيف خلط السوائل وتعطيل الطبقات الحدودية الحرارية. تهدف هذه الدراسة إلى إجراء بحث رقمي للأداء الحراري والهيدروليكي لأنبوب دائري مزود بثلاثة أنواع من الملحقات: شريط ملتوي عادي (RT)، وشريط ملتوي مثقوب دائري (RTPC)، وشريط ملتوي مثقوب سداسي (RTPH). باستخدام ANSYS Fluent وطريقة الحجم المحدود، تم إجراء محاكاة تحت تدفق حراري ثابت لأرقام رينولدز تتراوح من 5000 إلى 20000. تظهر النتائج أن جميع تكوينات الشريط الملتوي تحسن بشكل كبير من نقل الحرارة مقارنة بالأنبوب العادي، مع تحسينات في رقم Nusselt تصل إلى 62.37% لـ RT، و 65.85% لـ RTPC، و 76.27% لـ RTPH وترافق هذه التحسينات زيادة في عوامل الاحتكاك بنسبة 150.68% و 154.31% و 176.05% على التوالي. حقق RTPC أعلى معيار لتقييم الأداء (PEC) بقيمة 1.25، مما يشير إلى توازنه الحراري والهيدروليكي الأمثل. نتائج هذه الدراسة ذات صلة بتصميم وتحسين المبادلات الحرارية في مختلف التطبيقات الصناعية، بما في ذلك أنظمة الطاقة الشمسية الحرارية والمعالجة الكيميائية وأنظمة التدفئة والتهوية وتكييف الهواء.

الكلمات المفتاحية: نقل الحرارة، الأشربة الملتوية، الأشربة الملتوية المثقبة، رقم نوسلت، انخفاض الضغط.

Résumé

L'amélioration du transfert thermique est essentielle pour accroître l'efficacité énergétique et réduire les coûts d'exploitation des systèmes thermiques. Cette étude est motivée par la nécessité de développer des échangeurs de chaleur compacts et rentables grâce à l'utilisation de techniques d'amélioration passive. Les inserts en ruban torsadé ont notamment suscité un intérêt considérable en raison de leur capacité à intensifier le mélange des fluides et à perturber les couches limites thermiques. L'objectif de cette étude est d'étudier numériquement les performances thermiques et hydrauliques d'un tuyau circulaire équipé de trois types d'inserts : ruban torsadé simple (RT), ruban torsadé perforé circulaire (RTPC) et ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH). À l'aide d'ANSYS Fluent et de la méthode des volumes finis, des simulations ont été réalisées sous un flux thermique constant pour des nombres de Reynolds compris entre 5 000 et 20 000. Les résultats montrent que toutes les configurations de ruban torsadé améliorent considérablement le transfert de chaleur par rapport à un tube lisse, avec des augmentations du nombre de Nusselt pouvant atteindre 62,37 % pour le RT, 65,85 % pour le RTPC et 76,27 % pour le RTPH. Ces améliorations s'accompagnent d'une augmentation des coefficients de frottement de 150,68 %, 154,31 % et 176,05 %, respectivement. Le critère d'évaluation des performances (PEC) le plus élevé, soit 1,25, a été atteint par le RTPC, ce qui indique son équilibre thermohydraulique optimal. Les résultats de cette étude sont pertinents pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur dans diverses applications industrielles, notamment les systèmes solaires thermiques, le traitement chimique et les systèmes CVC.

Mots clés : Transfert thermique, Bandes torsadées, Bandes torsadées perforées, Nombre de Nusselt, Perte de charge

Abstract

Improving heat transfer is crucial for enhancing energy efficiency and reducing operational costs in thermal systems. This study is motivated by the need to develop compact and cost-effective heat exchangers through the use of passive enhancement techniques. In particular, twisted tape inserts have gained significant attention due to their ability to intensify fluid mixing and disrupt thermal boundary layers. The aim of this study is to numerically investigate the thermal and hydraulic performance of a circular pipe equipped with three types of inserts: plain twisted tape (TT), circular-perforated twisted tape (CPTT), and hexa-perforated twisted tape (HPTT). Using ANSYS Fluent and the finite volume method, simulations were performed under constant heat flux for Reynolds numbers ranging from 5000 to 20000. The results show that all twisted tape configurations considerably improve heat transfer compared to a plain tube, with Nusselt number enhancements of up to 62.37% for TT, 65.85% for CPTT, and 76.27% for HPTT. These enhancements are accompanied by increased friction factors of 150.68%, 154.31%, and 176.05%, respectively. The highest performance evaluation criterion (PEC) of 1.25 was achieved by the CPTT, indicating its optimal thermal-hydraulic balance. The findings of this study are relevant to the design and optimization of heat exchangers in various industrial applications, including solar thermal systems, chemical processing, and HVAC systems.

Keywords: Heat transfer, Twisted tapes, Perforated twisted tapes, Nusselt number, Pressure drop

Tables des matières

<i>Introduction Générale</i>	18
------------------------------------	----

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Introduction	6
I.2. Définition et fonctionnement des échangeurs de chaleur.....	6
I.3. Classification des échangeurs de chaleur	6
I.3.1. Récupérateurs/régénérateurs.....	6
I.3.1.1. Récupérateurs	6
I.3.1.2. Régénérateurs	7
I.3.2. Processus de transfert	7
I.3.2.1. Contact direct.....	7
I.3.2.2. Contact indirect.....	8
I.3.3. Géométrie de construction.....	9
I.3.3.1. Échangeurs de chaleur tubulaires	9
I.3.3.2. Échangeurs de chaleur à plaques	11
I.3.3.3. Échangeurs de chaleur à surface étendue	14
I.4. Disposition des flux.....	18
I.5. Techniques d'amélioration de transfert de chaleur	20
I.5.1. Techniques actives.....	20
I.5.1.1. Matériaux électroactifs	20
I.5.1.2. Electrohydrodynamique.....	21
I.5.1.3. Jets	21
I.5.1.4. Spray.....	21
I.5.1.5. Aides mécaniques	22
I.5.1.6. Vibration de surface.....	22
I.5.1.7. Vibration induite par l'écoulement	23
I.5.1.8. Vibration ultrasonique	23
I.5.2. Techniques passives	23
I.5.2.1. Tubes enroulés.....	24
I.5.2.2. Surfaces étendues	24
I.5.2.3. Surfaces rugueuses	25

I.5.2.4. Dispositifs à écoulement tourbillonnaire	26
I.5.2.5. Inserts de bobines de fil	26
I.5.2.6. Générateurs de vortex	27
I.5.2.7. Chicanes.....	28
I.5.2.8. Inserts en ruban torsadé	29
I.6. Conclusion	34

Chapitre II : Etude bibliographique

II.1. Introduction	36
II.2. Applications des inserts en ruban torsadé pour l'amélioration du transfert de chaleur	36
II.2.1. Rubans torsadés typiques	37
II.2.2. Rubans torsadés avec coupures, nervures et alvéoles	49
[84].....	54
[85].....	54
[86].....	54
[87].....	55
[88].....	55
[89].....	55
[90].....	55
II.3. Applications des rubans torsadés perforés	56
II.4. Conclusion.....	64

Chapitre III : Modélisation mathématique et mise en équations

III.1. Introduction.....	66
III.2. Modèle physique.....	66
III.3. Modélisation mathématique.....	67
Équation de continuité	67
Équation de quantité de mouvement.....	68
Équation d'énergie	68
k-epsilon réalisable.....	68
III.3.1. Paramètres adimensionnels de simulation	69
III.4. Validation du modèle.....	70
III.4.1. Indépendance du maillage.....	70

III.4.2. Conditions aux limites	71
III.5. Validation de la simulation	72
III.6. Conclusion	73

Chapitre IV : Résultats et interprétations

IV.1 Introduction	75
IV.2. Résultats et discussions	75
IV.2.1. Contours de vitesse	75
IV.2.2. Contours de Température	77
IV.2.3. Transfert de chaleur	79
Application 1 : Effet du ruban torsadé (RT)	79
Application 2 : Effet du ruban torsadé perforé en cercle (RTPC)	80
Application 3 : Effet du ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH)	81
IV.2.4. Facteur de frottement	83
Application 1 : Effet du ruban torsadé (RT)	83
Application 2 : Effet du ruban torsadé perforé en cercle (RTPC)	84
Application 3 : Effet du ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH)	85
IV.2.5. Paramètres locaux	87
IV.2.5.1. Nombre de Nusselt local	87
IV.2.5.2. Facteur de frottement local	89
IV.2.6. Critères d'évaluation des performances	91
IV.3. Conclusion	94
<i>Conclusion Générale</i>	97

Liste des tableaux

Tableau II.1. Différentes configurations des rubans torsadés	53
Tableau II.2. Différentes configurations des rubans torsadés perforés	61
Table III.1. Résumé des configurations de bandes torsadées étudiées	67
Table III.2. Propriétés de l'eau dans des conditions simulées	67
Table III.3. Test d'indépendance du maillage.....	70

Liste des figures

Figure I.1. Schéma d'un récupérateur	7
Figure I.2. Schéma d'un régénérateur	7
Figure I.3. Transfert de chaleur par contact direct (à travers l'interface entre les fluides)	7
Figure I.4. Échangeurs de chaleur à contact direct : (a) condenseur à plateaux ; (b) condenseur à pulvérisation	8
Figure I.5. Échangeurs de chaleur à contact indirect (Transfert de chaleur transmurale, à travers les parois)	8
Figure I.6. (a) Echangeur de chaleur à double tube, (b) Différentes configurations des tubes internes	10
Figure I.7. Echangeur de chaleur tubulaire à calandre	11
Figure I.8. Echangeur de chaleur à tube spirale	11
Figure I.9. Echangeur de chaleur à plaques : Détails de construction	12
Figure I.10. Schéma de principe de circulation des fluides dans un échangeur spiralé	13
Figure I.11. Échangeurs de chaleur à lamelles	14
Figure I.12. Construction de base d'un échangeur à plaques et ailettes	15
Figure I.13. Types d'ailettes dans les échangeurs à plaques à ailettes : (a) lisses ; (b) perforées ; (c) dentelées ; (d) en chevrons	17
Figure I.14. Échangeur de chaleur à ailettes tubulaires : (a) ailette tubulaire aplatie ; (b) ailette tubulaire ronde	18
Figure I.15. Classification des échangeurs de chaleur selon la disposition des flux : (a) flux parallèles ; (b) flux à contre-courant ; (c) flux transversaux, les deux fluides non mélangés ; (d) flux transversaux, fluide 1 mélangé, fluide 2 non mélangé	19
Figure I.16. Image de générateurs de vortex à ailettes multi-V	28
Figure I.17. Modèle géométrique d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec chicanes pliées en échelle	29
Figure I.18. Configuration d'un ruban torsadé typique	30
Figure I.19. Tube avec bandes torsadées de longueurs variables : (a) $L = 2400$ mm, (b) $L = 1800$ mm, (c) $L = 1200$ mm et (d) $L = 600$ mm	30
Figure I.20. Bandes torsadées à axes alternés	31
Figure I.21. Rubans torsadés à double coupe	31
Figure I.22. straight delta-winglet twisted tapes (S-DWT) and oblique delta-winglet twisted DWT tapes (O-)	32
Figure I.23. Ruban torsadé alvéolé	32
Figure I.24. Lignes de courant colorées par grandeur de vitesse pour les cas du tube lisse et des bandes torsadées avec trois pas de $P = L/2$, $P = L/4$ et $P = L/6$	33
Figure I.25. Schéma des configurations envisagées	33
Figure II.1. Configuration d'un ruban torsadé typique	37
Figure II.2. Tube avec bandes torsadées de différentes longueurs : (a) $L = 2400$ mm, (b) $L = 1800$ mm, (c) $L = 1200$ mm et (d) $L = 600$ mm	38
Figure II.3. Ruban torsadé à axes alternative	38
Figure II.4. Photographie de différents rubans hélicoïdaux courts.....	39
Figure II.5. Photographies des rubans trapézoïdaux et trapézoïdaux torsadés	39
Figure II.6. Modèle physique d'un anneau torsadé formé par des tubes ovales contre-torsadés.	40
Figure II.7. Esquisse de l'insert ondulé avec courbure transversale	41

Figure II.8. Représentation géométrique d'un échangeur de chaleur tubulaire avec ruban torsadé en L	41
Figure II.9. Configurations géométriques d'un échangeur de chaleur tubulaire équipé d'inserts combinés panier–ruban torsadé.....	42
Figure II.10. Schéma d'un turbulateur de forme ADN et d'un turbulateur à fil hélicoïdal enroulé	43
Figure II.11. Représentation schématique a) de tube droit ; b) de tube hélicoïdal comportant un insert en ruban torsadé et c) d'un exemple de maillage numérique du domaine de calcul	44
Figure II.12. Inserts à bande hélicoïdale	45
Figure II.13. Représentation de bandes torsadées couplées avec des bobines métalliques à différents rapports de torsion	46
Figure II.14. (a) Représentation de tube inséré avec insert à double bande torsadée, et (b) Paramètres géométriques de l'insert à double bande torsadée	46
Figure II.15. Dispositions d'un ruban simple et double torsadé (coaxial)	47
Figure II.16. Domaine de calcul et génération de maillage des tubes équipés de bandes torsadées doubles à chevauchement régulièrement espacés	48
Figure II.17. Images de bandes quadruplement torsadées à espacement régulier avec différentes configurations de bandes	49
Figure II.18. Schéma d'un ruban torsadé à ailes carrées avec anneaux solides couplés et tube circulaire ; (a) ruban torsadé simple, (b) ruban torsadé double, (c) ruban torsadé triple et (d) ruban torsadé multiple.....	50
Figure II.19. a) Schéma en vue complète du tube d'échangeur thermique équipé d'un ruban torsadé à double découpe en V, b) paramètres géométriques	51
Figure II.20. Inserts en ruban torsadé à coupe rectangulaire continue avec rapport de torsion 5 et 3.....	51
Figure II.21. Schéma du ruban torsadé à coupe en forme de tambour	52
Figure II.22. Schéma du ruban torsadé à coupe hyperbolique double face.....	52
Figure II.23. Conduit carré avec bandes quadruples contre-torsadées et ailettes en V couplées	52
Figure II.24. Configuration géométrique d'un ruban torsadé à nervures trapézoïdales.....	53
Figure II.25. Ruban triangulaire perforé et torsadé avec découpe en V	56
Figure II. 26. Conception d'inserts en ruban torsadé à encoches en V perforées alternées avec spécifications.....	57
Figure II.27. (a) Géométrie et paramètres géométriques du tube équipé d'un ruban triple torsion perforé	58
Figure II.28. Schéma des turbulateurs à rubans torsadées.....	59
Figure II.29. Caractéristiques dimensionnelles du turbulateur à bandes torsadées discontinues	59
Figure II.30. Vue photographique de bandes torsadées perforées carrées	61
Figure III.1. Modèle physique d'un ruban torsadé typique, d'un ruban torsadé hexa-perforé et d'un ruban torsadé perforé circulaire	67
Figure III.2. Vérification de la sensibilité du maillage.....	71
Figure III.3. Modèle de grille d'un tube simple et de rubans torsadés perforés	71
Figure III.4. Validation du nombre de Nusselt pour un tube lisse	72
Figure III.5. Validation du facteur de frottement pour un tube lisse.....	72

Figure IV.1. Profil de vitesse pour (a) TL (b) RT (c) RTPC et (d) RTPH à $Re = 14000$ et $x = 0$ m, $x = 0,52$ m et $x = 1$ m.....	77
Figure IV.2. Profil de température pour (a) TL (b) RT (c) RTPC et (d) RTPH à $Re = 14000$ et $x = 0$ m, $x = 0,52$ m et $x = 1$ m.....	79
Figure IV.3. Variations de Nu avec Re pour TL et RT	80
Figure IV.4. Variations de Nu avec Re pour TL, RT et RTPC	81
Figure IV.5. Variations de Nu avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH	82
Figure IV.6. Variations du rapport entre les nombres de Nusselt Nu/Nu_p et Re pour TL, RT, RTPC et RTPH	83
Figure IV.7. Variations du f avec Re pour TL et RT.....	84
Figure IV.8. Variations du f avec Re pour TL, RT et RTPC.....	85
Figure IV.9. Variations du f avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH.....	86
Figure IV.10. Variations du rapport du facteur de frottement f/f_p avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH	87
Figure IV.11. Nombre de Nusselt local pour $Re=14000$ le long du tube pour différentes configurations étudiées	89
Figure IV.12. Facteur de frottement local pour $Re=14000$ le long du tube pour différentes configurations étudiées	91
Figure IV.13. Variations de Critères d'Evaluation des Performances avec Re pour RT, RTPC et RTPH	93
Figure IV.14. Comparaison entre le Critère d'Evaluation des Performances de la présente étude et des travaux antérieurs.....	94

Nomenclature

Symboles

C_p	Capacité thermique spécifique [kJ/kg·K]
D	Diamètre de tube [m]
f	Facteur de friction [-]
G_b	Production d'énergie TKE due à la flottabilité [-]
G_k	Génération de TKE due aux gradients de vitesse moyens [-]
h	Coefficient de transfert thermique [W/m ² ·K]
k	Énergie cinétique turbulente [J/kg]
k	Conductivité thermique [W/m·K]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
p	Longueur de pas du ruban torsadé [m]
P	Pression [Pa]
Re	Nombre de Reynolds [-]
T	Température [K]
u	Vitesse [m/s]

Symboles Grecs

ε	Taux de dissipation TKE [J/kg·s]
λ	Conductivité thermique [W/m·K]
μ	Viscosité du fluide [kg/ms]
ρ	Densité du fluide [kg/m ³]

Indices

b	Bulk
p	Tube lisse
w	Paroi

Abréviations

TL	Tube Lisse
RT	Ruban Torsadé
RTPH	Ruban Torsadé Perforé en Hexagonal
RTPC	Ruban Torsadé Perforé en Cercle
TKE	Énergie cinétique turbulente

Introduction Générale

La problématique énergétique constitue aujourd'hui l'un des défis majeurs du XXI^e siècle. La croissance démographique, l'industrialisation et l'augmentation du niveau de vie ont entraîné une demande croissante en énergie. Cette dépendance accrue aux ressources fossiles, non seulement limitées mais également fortement émettrices de gaz à effet de serre, accentue les pressions environnementales et économiques. Face à cette situation, la communauté scientifique et industrielle explore deux axes stratégiques complémentaires : d'une part, le développement des énergies renouvelables, et d'autre part, l'amélioration de l'efficacité énergétique des procédés et équipements existants. Ce second axe est particulièrement crucial, car il vise à réduire la consommation d'énergie et les émissions polluantes sans nécessiter de transformations radicales des infrastructures énergétiques actuelles.

Les échangeurs de chaleur occupent une place centrale dans cette quête d'efficacité. Présents dans une multitude de secteurs – production d'énergie, procédés chimiques et pétrochimiques, agroalimentaire, génie climatique, réfrigération et dessalement de l'eau de mer – ils conditionnent directement le rendement des installations industrielles. Un échangeur performant permet non seulement d'améliorer la productivité et de réduire les coûts d'exploitation, mais également de diminuer l'empreinte carbone des procédés. Ainsi, leur optimisation n'est pas une simple problématique technique : elle s'inscrit pleinement dans la transition énergétique et le développement durable.

Depuis plusieurs décennies, de nombreuses approches d'intensification du transfert de chaleur ont été développées afin d'accroître l'efficacité de ces dispositifs. Ces techniques se classent généralement en trois grandes familles : les méthodes actives, qui nécessitent une énergie externe (champs électriques, magnétiques, ultrasons, vibrations mécaniques, etc.) ; les méthodes passives, qui reposent sur une modification géométrique des surfaces ou l'introduction de dispositifs perturbateurs d'écoulement ; et enfin les méthodes hybrides, qui associent les deux précédentes pour combiner leurs avantages.

Parmi elles, les méthodes passives suscitent un intérêt particulier, car elles sont simples, robustes et ne requièrent aucun apport énergétique externe. Les rubans torsadés, les ailettes, les surfaces ondulées, perforées ou rugueuses en sont des exemples largement étudiés. Ces solutions visent à générer des mouvements secondaires et à perturber les couches limites thermiques, renforçant ainsi la convection et favorisant un meilleur mélange des fluides.

Néanmoins, cette intensification des échanges s'accompagne souvent d'une augmentation de la perte de charge, ce qui accroît les besoins en puissance de pompage. L'enjeu scientifique réside donc dans la recherche d'un compromis optimal entre le gain en transfert de chaleur et la limitation des pertes hydrodynamiques.

Dans ce contexte, l'étude des parois ondulées et perforées apparaît comme une voie prometteuse. Les ondulations favorisent la recirculation et la formation de tourbillons secondaires, tandis que les perforations créent des jets traversants et des perturbations supplémentaires des couches limites. L'association de ces deux effets peut potentiellement aboutir à une amélioration significative des performances globales d'un échangeur, à condition de maîtriser l'impact hydrodynamique.

Afin d'analyser en détail ces phénomènes, la simulation numérique constitue un outil particulièrement adapté. Elle permet d'accéder à des informations locales fines, souvent difficiles à obtenir expérimentalement, et d'évaluer l'influence des paramètres géométriques sur le comportement thermo-hydraulique global. Les progrès récents en dynamique des fluides numérique (CFD) et en capacités de calcul offrent aujourd'hui la possibilité de réaliser des études systématiques et fiables, ouvrant de nouvelles perspectives pour la conception optimisée des échangeurs.

C'est dans ce cadre que s'inscrit le présent travail de recherche. L'objectif principal de cette thèse est d'étudier, à l'aide de simulations numériques, l'influence des parois ondulées et perforées sur les performances thermo-hydrauliques d'un tube d'échangeur de chaleur. Il s'agit d'identifier les conditions géométriques les plus favorables, en mettant en évidence les mécanismes physiques qui gouvernent l'amélioration du transfert thermique, ainsi que les limites au-delà desquelles la performance globale se dégrade en raison des pertes hydrodynamiques excessives.

La méthodologie adoptée dans cette thèse est structurée en chapitres distincts, chacun traitant un aspect précis du travail de recherche. L'approche globale repose sur la modélisation numérique et l'analyse comparative, afin d'évaluer et d'optimiser les performances thermo-hydrauliques des tubes équipés d'inserts en ruban torsadé, étudiés sous différentes configurations géométriques.

Le plan méthodologique suivi dans chaque chapitre est présenté ci-dessous :

- **Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur**

Ce chapitre présente la définition et le fonctionnement des échangeurs de chaleur, puis aborde la classification des différents types d'échangeurs selon leurs caractéristiques.

La disposition des flux y est également exposée. Le chapitre se conclut par un aperçu des techniques d'amélioration du transfert de chaleur, constituant ainsi une base solide pour la suite du travail.

- **Chapitre II : Étude bibliographique**

Ce chapitre expose les applications des inserts en ruban torsadé dans les échangeurs de chaleur, en mettant en évidence les avantages de cette technique pour intensifier le transfert thermique et ses principales utilisations dans la littérature. Il s'intéresse ensuite aux applications des inserts en ruban torsadé perforé, en soulignant les études menées dans ce domaine et en montrant leur intérêt particulier pour l'amélioration des performances thermo-hydrauliques. Ce chapitre fournit ainsi la base scientifique sur laquelle repose l'ensemble de l'étude.

- **Chapitre III : Modélisation mathématique et mise en équations**

Ce chapitre décrit la démarche numérique employée dans ce travail. Il présente la configuration géométrique étudiée, les conditions aux limites retenues, et expose la modélisation numérique adoptée. Sont détaillés les équations gouvernantes, les hypothèses de simplification, ainsi que les choix liés au maillage et aux critères de convergence, en plus des grandeurs physiques calculées. Ce chapitre fournit un protocole clair et reproductible, permettant au lecteur d'évaluer la validité des simulations.

- **Chapitre IV : Résultats et interprétations**

Ce chapitre présente et analyse les grandeurs globales telles que le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le coefficient de performance global. Les contours viennent compléter l'analyse, permettant de mieux expliquer les comportements observés et de dégager les tendances caractéristiques des configurations étudiées. L'accent est mis sur l'interprétation physique des résultats et sur l'identification des conditions géométriques qui améliorent ou dégradent la performance thermo-hydraulique.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans les applications industrielles, permettant le transfert de chaleur efficace entre différents fluides, ce qui est essentiel pour de nombreux processus. Dans les industries chimiques et pétrochimiques, ils sont utilisés pour refroidir et chauffer les réactifs, améliorant ainsi la sécurité et l'efficacité des réactions chimiques. Dans le secteur de la production d'énergie, les échangeurs de chaleur sont essentiels dans les centrales thermiques et nucléaires, où ils facilitent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique, puis en électricité. Ils sont également omniprésents dans les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC), garantissant le confort thermique dans les bâtiments tout en optimisant la consommation d'énergie. Enfin, dans l'industrie alimentaire, ils sont utilisés pour la pasteurisation, la stérilisation et la réfrigération, garantissant ainsi la qualité et la sécurité des produits. L'optimisation des performances des échangeurs de chaleur permet de réaliser des économies d'énergie substantielles, de réduire les coûts d'exploitation et l'empreinte carbone, ce qui les rend essentiels à l'efficacité et à la durabilité des processus industriels.

I.2. Définition et fonctionnement des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques utilisés pour échanger de l'énergie thermique entre deux milieux. Ils fonctionnent selon le principe de la conduction et de la convection, la chaleur se déplaçant d'un fluide chaud vers un fluide froid à travers une paroi solide, généralement métallique [1].

I.3. Classification des échangeurs de chaleur

I.3.1. Récupérateurs/régénérateurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés en deux catégories principales en fonction de leur méthode de stockage et de transfert de la chaleur : les récupérateurs et les régénérateurs.

I.3.1.1. Récupérateurs sont des échangeurs de chaleur à flux continu où les deux fluides sont séparés par une paroi solide, ce qui permet le transfert de chaleur sans mélanger les fluides. On parle de récupérateur parce que le flux chaud A récupère une partie de la chaleur du flux B [2]. Dans un récupérateur, le fluide chaud transfère la chaleur à la paroi, qui la transfère ensuite au fluide froid selon un processus continu et régulier. Les récupérateurs sont donc idéaux pour les applications nécessitant un transfert de chaleur constant [3]. La figure I.1 présente un exemple d'échangeur de type récupérateur.



Figure I.1. Schéma d'un récupérateur [2]

I.3.1.2. Régénérateurs sont des échangeurs de chaleur à flux périodique dans lesquels des fluides chauds et froids traversent alternativement une matrice absorbant la chaleur. Le fluide chaud traverse d'abord la matrice, transférant sa chaleur. Le flux est ensuite inversé, ce qui permet au fluide froid de traverser la matrice et d'absorber la chaleur stockée. L'énergie thermique n'est donc pas transférée à travers la paroi comme dans un échangeur de chaleur à transfert direct (récupérateur). Ce principe cyclique est illustré à la figure I.2. Lorsque le solide se trouve dans le courant froid A, il perd de la chaleur ; lorsqu'il se trouve dans le courant chaud B, il gagne de la chaleur, c'est-à-dire que la chaleur est régénérée [4].

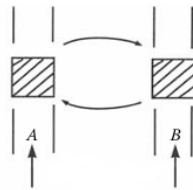


Figure I.2. Schéma d'un régénérateur [2]

I.3.2. Processus de transfert

Selon les processus de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux catégories : les échangeurs à contact direct et les échangeurs à contact indirect (transfert de chaleur transmural).

I.3.2.1. Contact direct

Dans les échangeurs de chaleur à contact direct, le transfert de chaleur se produit par le mélange direct de fluides chauds et froids sans aucune barrière physique entre eux. et le transfert de chaleur se produit à travers l'interface entre les deux flux, comme illustré dans la figure I.3 [2, 5].

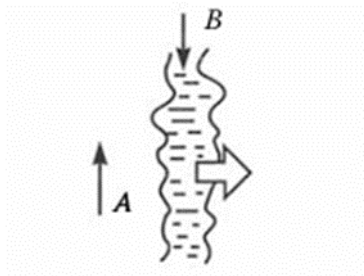


Figure I.3. Transfert de chaleur par contact direct (à travers l'interface entre les fluides) [2]

Dans les échangeurs de chaleur à contact direct, les flux sont constitués de deux liquides non miscibles, d'un couple gaz-liquide ou d'une combinaison particule solide-fluide. Les condenseurs à pulvérisation et à plateaux (figure I.4) et les tours de refroidissement sont de bons exemples de ce type d'échangeurs de chaleur. Très souvent, dans ces échangeurs, le transfert de chaleur et de masse s'effectue simultanément. Cette méthode est très efficace pour les applications où le mélange des fluides est autorisé et souhaité [2].

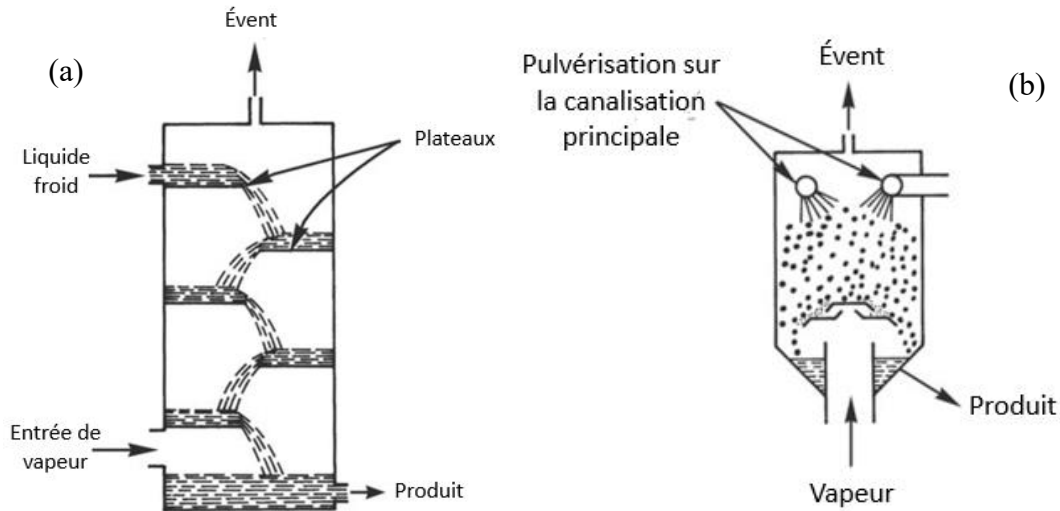


Figure I.4. Échangeurs de chaleur à contact direct : (a) condenseur à plateaux ; (b) condenseur à pulvérisation [2]

I.3.2.2. Contact indirect

Dans les échangeurs de chaleur à contact indirect, les fluides froid et chaud circulent simultanément, séparés par une barrière solide, généralement une paroi métallique, qui permet le transfert de chaleur sans mélange des fluides, comme l'illustre la figure I.5.

Le fonctionnement de ces échangeurs implique un transfert de chaleur par conduction à travers la barrière solide et par convection de part et d'autre de celle-ci. L'efficacité des échangeurs de chaleur à contact indirect dépend des propriétés du matériau de la barrière et des caractéristiques de l'écoulement du fluide [5, 6].

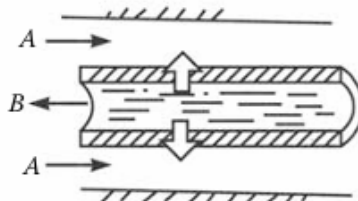


Figure I.5. Échangeurs de chaleur à contact indirect (Transfert de chaleur transmurale, à travers les parois) [2]

I.3.3. Géométrie de construction

La configuration géométrique des échangeurs de chaleur influence leur efficacité et leur application. Les principaux types de construction sont les échangeurs de chaleur tubulaires, à plaques et à surface étendue.

I.3.3.1. Échangeurs de chaleur tubulaires

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont un type polyvalent d'échangeurs de chaleur caractérisés par l'utilisation de tubes circulaires pour transférer la chaleur entre deux fluides. Un fluide circule à l'intérieur des tubes et l'autre circule à l'extérieur des tubes. Le diamètre, le nombre, la longueur, le pas et la disposition des tubes peuvent être modifiés. Leur conception offre donc une grande souplesse. Ils sont conçus pour supporter une large gamme de températures et de pressions, ce qui les rend adaptés à diverses applications industrielles [2].

a. Échangeurs de chaleur à double tube

Les échangeurs de chaleur à double tube sont constitués de deux tubes concentriques, l'un dans l'autre, où un fluide circule dans le tube intérieur et l'autre dans l'espace annulaire entre les tubes, comme le montrent la figure I.6. Cette configuration permet un transfert de chaleur efficace grâce au contact direct entre les fluides et à la grande surface des tuyaux. La conception des échangeurs de chaleur à double tube est simple, ce qui les rend faciles à fabriquer, à nettoyer et à entretenir. Ces échangeurs de chaleur peuvent être disposés en parallèle ou à contre-courant pour répondre aux exigences en matière de perte de charge et de différence de température moyenne.

Les tubes intérieurs peuvent être simples ou multiples (figure 1.6). Si le coefficient de transfert de chaleur est faible dans l'espace annulaire, il est possible d'utiliser un ou plusieurs tubes intérieurs à ailettes axiales. Les échangeurs à double tube sont principalement utilisés pour le chauffage ou le refroidissement sensible des fluides de traitement lorsque de petites surfaces de transfert de chaleur (jusqu'à 50 m²) sont nécessaires. Cette configuration est également très adaptée lorsque l'un des fluides ou les deux sont à haute pression [7]. Le principal inconvénient est que les échangeurs de chaleur à double tube sont volumineux et coûteux par unité de surface de transfert [2, 8].

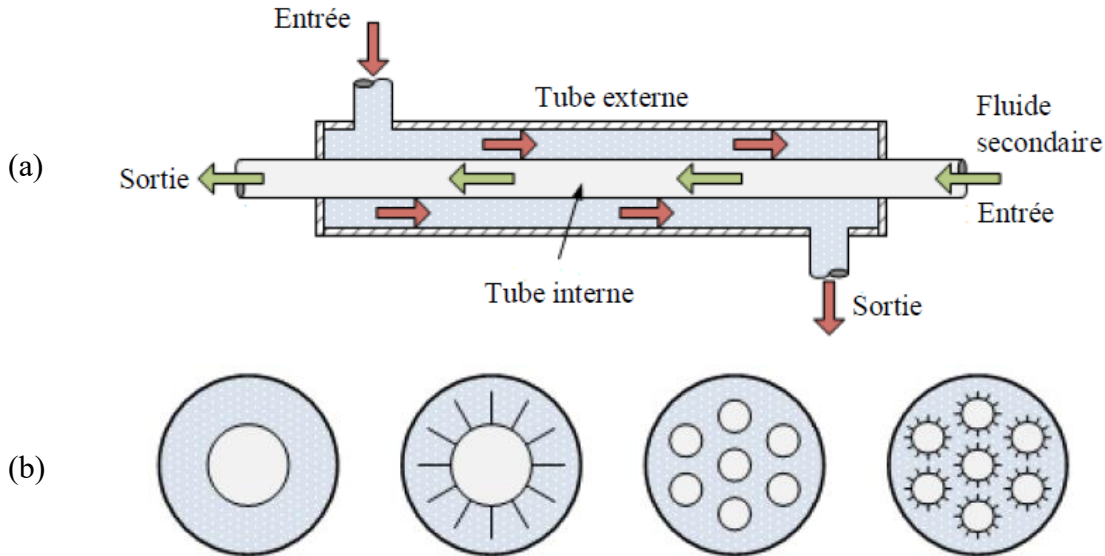


Figure I.6. (a) Echangeur de chaleur à double tube, (b) Différentes configurations des tubes internes [3]

b. Tube et calandre

Les échangeurs de chaleur à tube et calandre sont constitués d'une série de tubes ronds, appelés faisceau de tubes, montés à l'intérieur d'une grande coquille cylindrique. L'axe des tubes est parallèle à celui de l'enveloppe. Dans cette configuration, un fluide circule dans les tubes, tandis que l'autre fluide circule du côté de l'enveloppe, soit en travers, soit le long des tubes. Le transfert de chaleur s'effectue à travers les parois des tubes, sous l'effet de la différence de température entre les deux fluides.

Les échangeurs de chaleur à calandre sont largement utilisés comme refroidisseurs d'huile, condenseurs de puissance, préchauffeurs dans les centrales électriques, générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires, dans les applications de traitement et dans l'industrie chimique. Leur capacité à être personnalisés en termes de diamètre, de longueur et de matériau des tubes leur permet d'être adaptés à des applications spécifiques, ce qui en fait un choix privilégié dans de nombreux processus industriels [2, 7].

La forme la plus simple d'un condenseur horizontal à calandre est illustrée à la figure I.7.

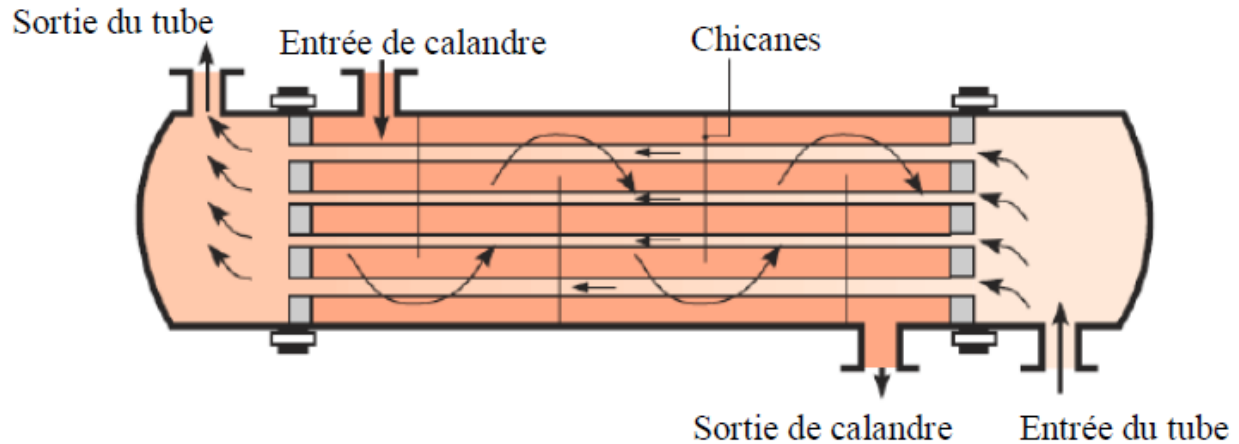


Figure I.7. Echangeur de chaleur tubulaire à calandre [6]

c. Tube en spirale

Les échangeurs de chaleur à tube en spirale sont un type spécialisé d'échangeur de chaleur conçu pour maximiser l'efficacité du transfert de chaleur tout en occupant un espace minimal.

Ces échangeurs sont constitués d'un ou de plusieurs tubes en forme de spirale insérés dans une enveloppe, ce qui crée une structure compacte avec une surface élevée. Le taux de transfert de chaleur est plus élevé dans un tube en spirale que dans un tube droit. Les échangeurs de chaleur à tubes en spirale sont adaptés à la dilatation thermique et aux fluides propres, car le nettoyage est presque impossible [2].

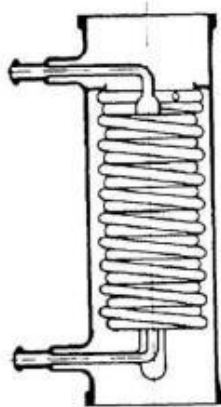


Figure I.8. Echangeur de chaleur à tube spirale [2]

I.3.3.2. Échangeurs de chaleur à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont constitués de plaques minces formant des canaux d'écoulement. Les flux de fluides sont séparés par des plaques plates, lisses ou entre lesquelles se trouvent des ailettes ondulées.

Les échangeurs de chaleur à plaques sont utilisés pour transférer la chaleur pour toute combinaison de gaz, de liquide et de flux diphasiques. Ces échangeurs de chaleur peuvent être classés en plaques à joints, plaques en spirale ou lamelles [7, 9].

a. Échangeurs de chaleur à plaques et joints

Un échangeur de chaleur à plaques et joints est un type d'échangeur de chaleur constitué d'une série de plaques minces avec des surfaces ondulées ou ondulantes qui séparent les fluides. Ces plaques sont serrées les unes contre les autres dans un cadre, et chaque plaque est scellée par des joints qui dirigent le flux des fluides à travers des canaux alternés formés par les plaques.

La conception ondulée des plaques augmente la surface disponible pour le transfert de chaleur et induit des turbulences dans l'écoulement du fluide, ce qui améliore encore les taux de transfert de chaleur. Ces échangeurs offrent une surface de transfert de chaleur relativement compacte et légère. Ils sont limités en température et en pression en raison des détails de construction et des matériaux des joints. Les échangeurs de chaleur à plaques avec joints sont généralement utilisés pour l'échange de chaleur entre deux flux de liquides. Ils sont faciles à nettoyer et à stériliser car ils peuvent être entièrement démontés, ce qui explique leur large application dans l'industrie alimentaire [10].

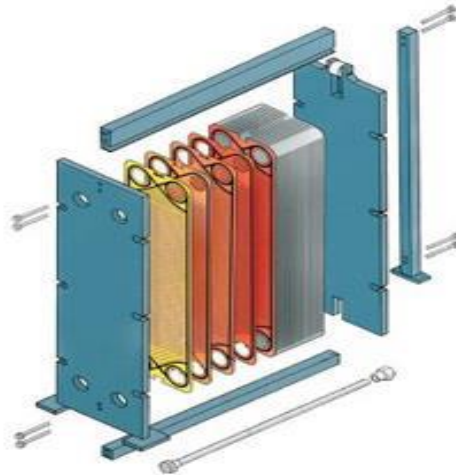


Figure I.9. Echangeur de chaleur à plaques : Détails de construction [11]

b. Échangeurs de chaleur à plaques en spirale

Les échangeurs de chaleur à plaques en spirale sont constitués de deux plaques métalliques parallèles enroulées en forme de spirale, formant deux canaux concentriques en spirale en soudant leurs bords.

Chaque fluide circule dans son propre canal en spirale, l'un des fluides circulant généralement à contre-courant de l'autre, ce qui maximise le gradient de température et améliore l'efficacité du transfert de chaleur [10, 12]. La distance entre les surfaces métalliques des deux canaux en spirale est maintenue au moyen de goupilles d'écartement soudées à la tôle. La longueur des goupilles de distance peut varier entre 5 et 20 mm. Il est donc possible de choisir un espacement différent entre les canaux en fonction du débit. Cette flexibilité permet de maintenir un régime d'écoulement optimal tout en minimisant la surface de chauffe requise. Les deux parcours en spirale introduisent un flux secondaire, augmentant le transfert de chaleur et réduisant les dépôts d'encrassement. Ces échangeurs de chaleur sont assez compacts mais sont relativement coûteux en raison de leur fabrication spécialisée [2].

Dans un seul corps en spirale, la taille des surfaces de transfert de chaleur peut varier de 0,5 à 500 m². La pression maximale et la température de fonctionnement sont respectivement limitées à 15 bar et 500 °C. L'échangeur de chaleur en spirale est particulièrement efficace pour les liquides visqueux et les liquides avec des solides en suspension.

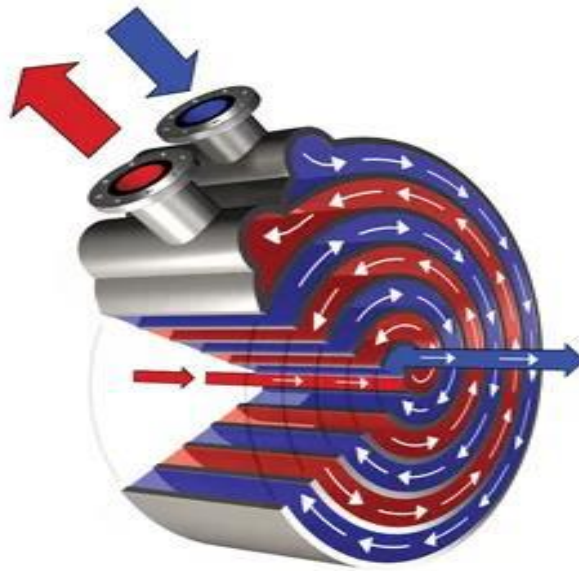


Figure I.10. Schéma de principe de circulation des fluides dans un échangeur spirale [13]

c. Échangeurs de chaleur à lamelles

Les échangeurs de chaleur à lamelles sont constitués d'une enveloppe cylindrique extérieure entourant un certain nombre de plaques minces et plates ou lamelles disposées parallèlement les unes aux autres, créant ainsi des canaux étroits à travers lesquels les fluides circulent.

La conception est similaire à celle d'un échangeur de chaleur à tubes, mais les tubes circulaires sont remplacés par des canaux minces et larges [2, 10].

Les lamelles sont généralement fabriquées en matériaux à forte conductivité thermique, tels que l'acier inoxydable ou l'aluminium, afin d'améliorer les taux de transfert de chaleur.

Dans un échangeur de chaleur à lamelles, les fluides chaud et froid circulent dans des canaux adjacents séparés par les lamelles. La chaleur est transférée du fluide chaud au fluide froid à travers les lamelles. La surface d'échange du côté de la coquille est minimale ; de ce fait, les vitesses des deux fluides sont comparables [2, 14]. L'écoulement est essentiellement longitudinal et à contre-courant. Ce type d'échangeurs présente les avantages suivants : - Forte turbulence dans le fluide. - Pression de fonctionnement élevée.

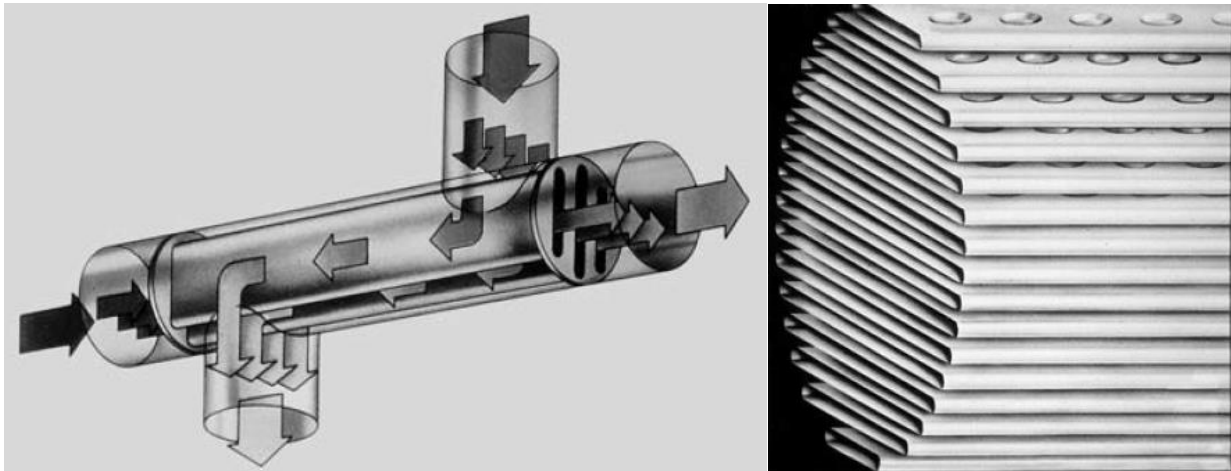


Figure I.11. Échangeurs de chaleur à lamelles [2]

I.3.3.3. Échangeurs de chaleur à surface étendue

Les échangeurs de chaleur à surface étendue, également connus sous le nom d'échangeurs de chaleur à ailettes, améliorent l'efficacité du transfert de chaleur en incorporant des ailettes sur la surface primaire de transfert de chaleur (tubulaire ou plaque) afin d'augmenter la surface disponible pour l'échange de chaleur [15].

Comme il est bien connu que le coefficient de transfert de chaleur du côté gaz est beaucoup plus faible que celui du côté liquide, des surfaces de transfert de chaleur à ailettes sont utilisées du côté gaz pour augmenter la surface de transfert de chaleur. Les ailettes sont largement utilisées dans les échangeurs de chaleur gaz-gaz et gaz-liquide lorsque le coefficient de transfert de chaleur d'un ou des deux côtés est faible et qu'il est nécessaire d'avoir un échangeur de chaleur compact.

Les deux types les plus courants d'échangeurs de chaleur à surface étendue sont les échangeurs de chaleur à plaques et à ailettes et les échangeurs de chaleur à ailettes tubulaires [2].

a. Échangeur de chaleur à plaques et ailettes

Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes sont principalement utilisés pour les applications gaz-gaz et les échangeurs à ailettes tubulaires pour les échangeurs de chaleur liquide-gaz. Dans la plupart des applications (c'est-à-dire dans les camions, les voitures et les avions), les réductions de masse et de volume sont particulièrement importantes. En raison de ce gain de volume et de masse, les échangeurs de chaleur compacts sont également largement utilisés dans les systèmes cryogéniques, de récupération d'énergie, d'industrie de transformation, de réfrigération et de conditionnement d'air. La figure 1.12 montre la forme générale d'un échangeur de chaleur à plaques et ailettes. Les flux de fluides sont séparés par des plaques plates, entre lesquelles sont intercalées des ailettes ondulées. Les plaques peuvent être disposées selon diverses configurations par rapport aux flux de fluides [2, 10].

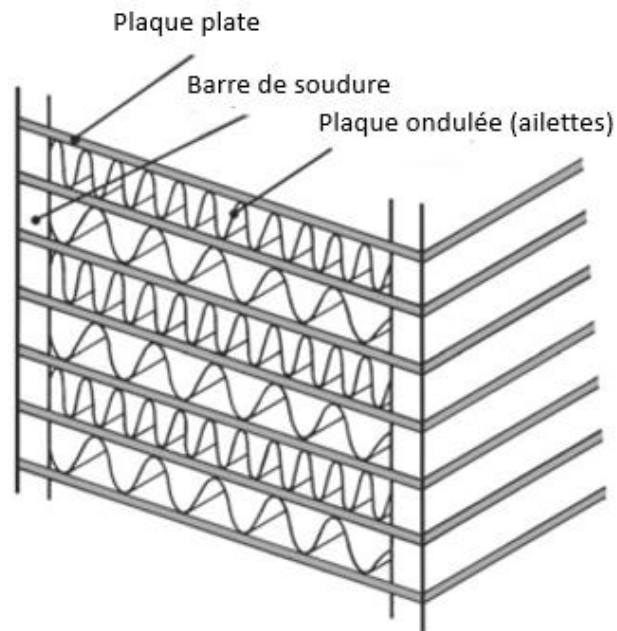


Figure I.12. Construction de base d'un échangeur à plaques et ailettes [2]

Des collecteurs spéciaux sont prévus à l'entrée de ces échangeurs pour assurer une bonne répartition du flux entre les plaques et d'une plaque à l'autre. Les plaques ont généralement une épaisseur de 0,5 à 1,0 mm et les ailettes de 0,15 à 0,75 mm.

L'ensemble de l'échangeur est fabriqué en alliage d'aluminium, et les différents composants sont brasés ensemble dans un bain de sel ou dans un four sous vide. Les tôles ondulées qui sont prises en sandwich entre les plaques servent à la fois à augmenter la surface de transfert de chaleur et à apporter un soutien structurel aux plaques plates. Il existe de nombreuses formes de tôles ondulées utilisées dans ces échangeurs, mais les types les plus courants sont les suivants : 1. Ailette lisse 2. Ailette lisse perforée 3. Ailette dentelée 4. Ailette à chevrons ou ondulée.

L'utilisation d'ailettes discontinues dans le sens de l'écoulement permet de perturber complètement les couches limites ; si la surface est ondulée dans le sens de l'écoulement, les couches limites sont soit amincies, soit interrompues, ce qui se traduit par des coefficients de transfert de chaleur plus élevés et une perte de charge plus importante. La figure 1.13 illustre ces quatre types. Le type perforé est essentiellement le même que le type lisse, sauf qu'il a été formé à partir d'une feuille plate percée de petits trous. De nombreuses variantes d'ailettes interrompues ont été utilisées dans l'industrie. Les canaux d'écoulement des échangeurs à plaques et ailettes sont petits, ce qui signifie que la vitesse de la masse doit également être faible [$10\text{-}300 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$] pour éviter des chutes de pression excessives. Le canal peut donc être sujet à l'encrassement, ce qui, combiné au fait qu'ils ne peuvent pas être nettoyés mécaniquement, signifie que les échangeurs à plaques et ailettes sont limités aux fluides propres. Les échangeurs à plaques sont souvent utilisés pour la condensation dans les installations de liquéfaction de l'air. Les échangeurs de chaleur à plaques ont été utilisés dans les turbines à gaz, les centrales électriques conventionnelles et nucléaires, les techniques de propulsion (avions, camions et automobiles), la réfrigération, le chauffage, la ventilation et la climatisation, les systèmes de récupération de la chaleur perdue, l'industrie chimique et pour le refroidissement des appareils électroniques [16].

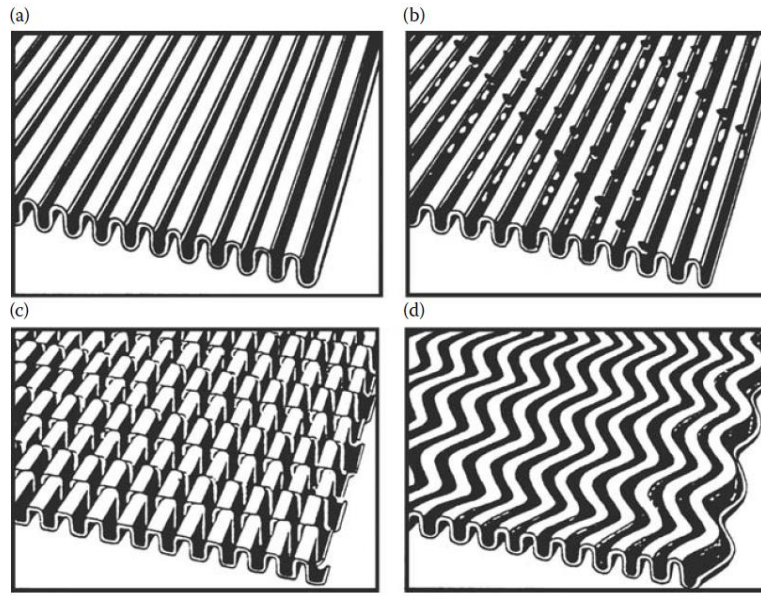


Figure I.13. Types d'ailettes dans les échangeurs à plaques à ailettes : (a) lisses ; (b) perforées ; (c) dentelées ; (d) en chevrons [2]

b. Échangeurs de chaleur à ailettes tubulaires

Également connus sous le nom d'échangeurs de chaleur à ailettes, ces échangeurs de chaleur sont utilisés dans les échanges de chaleur gaz-liquide. Les coefficients de transfert de chaleur du côté gaz sont généralement beaucoup plus faibles que ceux du côté liquide et des ailettes sont nécessaires du côté gaz. Un échangeur de chaleur à ailettes tubulaires (ou tube fin) se compose d'un réseau de tubes dont les ailettes sont fixées à l'extérieur. Les ailettes situées à l'extérieur des tubes peuvent être normales sur chaque tube et peuvent également être transversales, hélicoïdales ou longitudinales (ou axiales) [2].

Les ailettes longitudinales sont couramment utilisées dans les échangeurs de chaleur à tubes ou à calandre sans déflecteurs. Les fluides peuvent être des gaz ou des liquides visqueux (refroidisseurs d'huile). Une autre solution consiste à fixer des plaques continues sur le réseau de tubes. Des exemples sont présentés à la figure 1.14. Comme le montre cette figure, les échangeurs tubulaires à ailettes utilisent généralement des tubes de forme ronde, rectangulaire ou elliptique. Les ailettes sont fixées aux tubes par soudage, brasage, soudure, extrusion, ajustement mécanique, enroulement sous tension, etc. Les échangeurs de chaleur plaques-ailes-tubes sont couramment utilisés dans les systèmes de chauffage, de ventilation, de réfrigération et de climatisation. Certains échangeurs de chaleur à surface étendue sont des échangeurs de chaleur compacts.

Un échangeur de chaleur dont la densité de surface sur au moins un côté de la surface de transfert de chaleur est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ est arbitrairement appelé échangeur de chaleur compact. Ces échangeurs de chaleur sont généralement utilisés pour des applications où le gaz circule sur au moins un côté de la surface de transfert de chaleur. Ces échangeurs de chaleur sont généralement à plaques, à tubes et régénératifs. Des coefficients de transfert de chaleur extrêmement élevés peuvent être obtenus avec de faibles diamètres hydrauliques et de faibles passages de gaz [5].

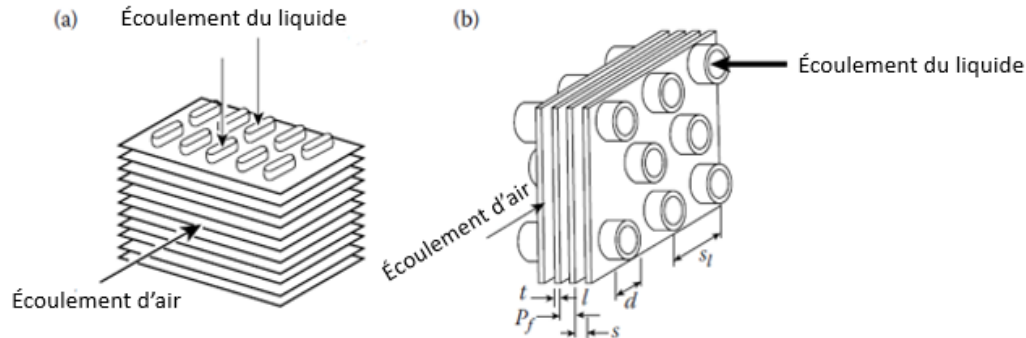


Figure I.14. Échangeur de chaleur à ailettes tubulaires : (a) ailette tubulaire aplatie ; (b) ailette tubulaire ronde [2]

I.4. Disposition des flux

La disposition des flux dans les échangeurs de chaleur se réfère à la direction dans laquelle les fluides se déplacent l'un par rapport à l'autre, et elle influence de manière significative l'efficacité du transfert de chaleur et les performances globales de l'échangeur. Il existe plusieurs configurations d'écoulement courantes, chacune présentant des caractéristiques distinctes :

1. Écoulement parallèle 2. Contre-courant 3. Flux croisé

Dans un échangeur de chaleur à flux parallèle, les fluides chaud et froid entrent dans l'échangeur au même endroit et circulent dans la même direction. Les échangeurs de chaleur à flux parallèle sont de conception relativement simple et sont souvent utilisés dans des applications où le changement de température requis est modéré et où la facilité de construction est une priorité.

Les échangeurs de chaleur à contre-courant sont les plus efficaces parmi les dispositifs de flux courants. Dans cette conception, les deux flux de fluides entrent dans l'échangeur par des extrémités opposées et s'écoulent dans des directions opposées.

Dans un échangeur de chaleur à flux croisé simple, un fluide traverse la surface de transfert de chaleur perpendiculairement à la trajectoire de l'autre fluide.

Les configurations à flux croisés avec les deux fluides non mélangés ou un fluide mélangé et l'autre non mélangé sont illustrées à la figure 1.15 c et d. Les configurations à flux croisés multi-passages peuvent également être organisées en ayant les arrangements de base en série. Par exemple, dans un échangeur de chaleur tubulaire en U à chicanes à passage unique, un fluide circule dans le tube en U tandis que l'autre fluide circule d'abord vers le bas puis vers le haut, en traversant les voies d'écoulement de l'autre flux de fluide, ce qui est également désigné par les termes de flux parallèles croisés ou croisés [2, 10].

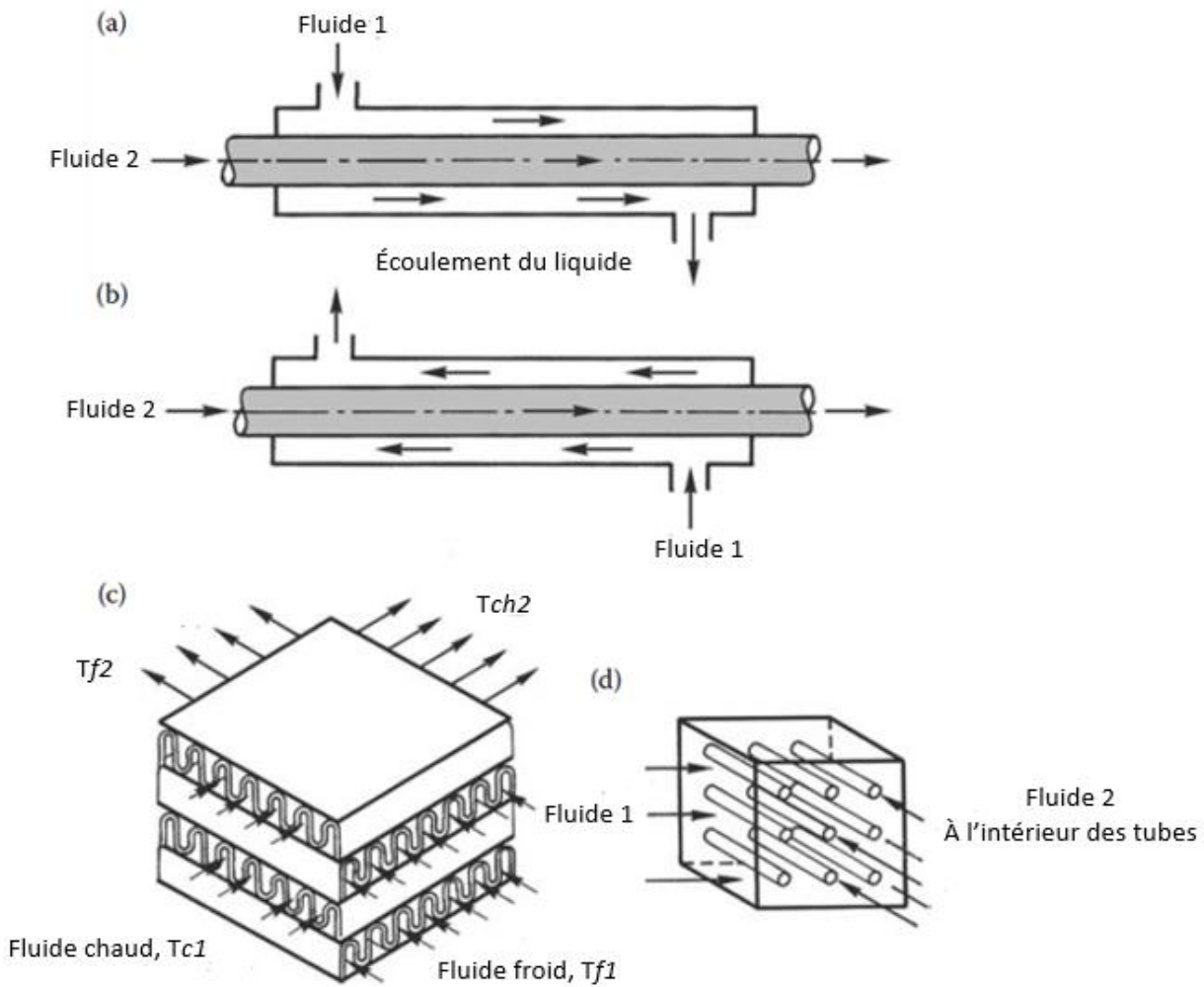


Figure I.15. Classification des échangeurs de chaleur selon la disposition des flux : (a) flux parallèles ; (b) flux à contre-courant ; (c) flux transversaux, les deux fluides non mélangés ; (d) flux transversaux, fluide 1 mélangé, fluide 2 non mélangé [2]

I.5. Techniques d'amélioration de transfert de chaleur

Pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur, plusieurs techniques avancées sont employées, chacune conçue pour traiter différents aspects de la performance thermique. Ces techniques sont classées en trois catégories :

Les techniques actives, les techniques passives et les techniques composées.

I.5.1. Techniques actives

Dans les méthodes actives, une source d'énergie externe est nécessaire pour l'amélioration et le taux d'augmentation du transfert de chaleur est également plus élevé que dans les méthodes passives. Les méthodes actives sont préférées aux méthodes passives lorsque la simplicité et l'originalité de l'échangeur de chaleur doivent être maintenues. Il existe plusieurs méthodes de transfert de chaleur actif qui ont leurs avantages et leurs limites.

I.5.1.1. Matériaux électroactifs

Les matériaux électroactifs sont ceux qui présentent un changement de taille, de forme ou d'autres propriétés lorsqu'ils sont soumis à un champ électrique. Les matériaux piézoélectriques en sont un exemple bien connu, où l'application d'un champ électrique induit une déformation mécanique. Ce phénomène, connu sous le nom d'effet piézoélectrique inverse, est exploité dans diverses applications, notamment pour améliorer le transfert de chaleur. Dans ces applications, l'actionnement de pièces mécaniques dans un milieu fluide peut améliorer le mélange des fluides et augmenter la surface d'échange de chaleur.

Les matériaux piézoélectriques couramment utilisés, tels que les céramiques de titanate de zirconate de plomb (PZT) ou de titanate de baryum, sont privilégiés en raison de leurs facteurs de couplage électromécanique élevés, qui permettent une conversion efficace de l'énergie entre les formes électriques et mécaniques. En outre, d'autres matériaux électroactifs tels que les alliages à mémoire de forme (SMA) peuvent modifier dynamiquement la surface d'écoulement ou les caractéristiques de surface d'un échangeur de chaleur, ce qui améliore encore le transfert de chaleur. Les polymères électroactifs (EAP) et les matériaux électrocaloriques contribuent également à la gestion thermique en permettant un contrôle actif de l'écoulement des fluides et de la température grâce à des changements induits par le champ électrique [17].

I.5.1.2. Electrohydrodynamique

Les techniques électrohydrodynamiques (EHD) impliquent l'application d'un champ électrique pour influencer le comportement des fluides, améliorant le transfert de chaleur par des mécanismes tels que l'électroconvection, la diélectrophorèse et la traînée ionique. L'application d'un champ électrique à un fluide diélectrique aligne le fluide et le fait s'écouler vers l'électrode de charge [18], ce qui augmente le mélange et perturbe les couches limites thermiques, améliorant ainsi l'efficacité du transfert de chaleur. Les pompes et les actionneurs EHD, qui utilisent ce principe, sont particulièrement efficaces dans les systèmes à micro-échelle, où les pompes mécaniques conventionnelles sont moins efficaces. En outre, la technique EHD est très adaptable, permettant de contrôler l'écoulement des fluides sans avoir besoin de pièces mécaniques mobiles, ce qui la rend idéale pour les applications dans le refroidissement microélectronique, les caloducs et d'autres systèmes d'échangeurs de chaleur compacts [19].

I.5.1.3. Jets

L'échange de chaleur dans les microcanaux et plusieurs microprocesseurs utilisés dans les circuits électroniques s'est avéré très critique car une génération de chaleur excessive peut détériorer la durée de vie du matériau en raison de la surchauffe. Les travaux de recherche sur l'utilisation de jets synthétiques se sont révélés très impressionnants pour la dissipation de la chaleur à l'intérieur des microcanaux et de la microstructure, qui est un dispositif fluidique agissant comme un résonateur de Helmholtz. Il s'agit d'une cavité actionnée, délimitée par un diaphragme en mouvement constant influencé par une tension fluctuante et une membrane à ouverture étroite (Orifice). Il s'agit d'un mode de transfert de chaleur très efficace car il pénètre à travers les couches limites thermiques et peut être incorporé dans une structure facilement par rapport à un autre système afin d'éviter une plomberie complexe [18].

I.5.1.4. Spray

Le refroidissement par pulvérisation est une technique utilisée dans certains systèmes de climatisation avancés, en particulier dans les applications où un transfert de chaleur amélioré est nécessaire. Dans ces systèmes, de l'eau est pulvérisée sur des échangeurs de chaleur à microcanaux, généralement en aluminium. Le fin brouillard de gouttelettes d'eau s'évapore au contact des surfaces chauffées des microcanaux. Ce processus d'évaporation absorbe une quantité importante de chaleur, refroidissant efficacement les microcanaux et augmentant le taux global de transfert de chaleur.

L'utilisation d'échangeurs de chaleur à microcanaux en combinaison avec le refroidissement par pulvérisation permet une conception plus efficace et plus compacte, ce qui peut être particulièrement bénéfique dans les systèmes où l'espace et les performances thermiques sont critiques [18].

I.5.1.5. Aides mécaniques

L'aide mécanique est l'une des méthodes actives d'amélioration du transfert de chaleur. Cette technique consiste à insérer des éléments mécaniques qui perturbent la couche limite thermique et intensifient le processus de mélange. Il est ainsi possible d'obtenir des performances thermiques élevées.

Largement utilisé dans les industries pharmaceutiques et alimentaires, l'échangeur de chaleur à surface raclée (SSHE) est l'auxiliaire mécanique le plus utilisé pour mélanger les fluides afin d'améliorer le transfert de chaleur [18].

La construction d'un SSHE, présentée schématiquement à la figure 1, est assez simple et se compose principalement de trois éléments : une coquille, un arbre rotatif et des lames de raclage appelées racleurs. Les racleurs mélangent en permanence le fluide de travail qui circule dans l'espace annulaire entre la coquille et l'arbre, et l'éliminent de la face interne de la coquille. Il en résulte une surface de transfert de chaleur propre et une amélioration substantielle du transfert de chaleur. Les SSHE sont généralement adoptés pour les fluides de travail visqueux et collants, mais les dispositifs analysés peuvent également être utilisés pour les gaz [20].

I.5.1.6. Vibration de surface

La vibration de surface est l'une des techniques actives envisagées par les chercheurs pour améliorer le transfert de chaleur. Les vibrations de surface augmentent l'intensité des turbulences dans les couches limites et augmentent le taux de transfert de chaleur. En outre, ces vibrations augmentent le mélange des fluides, ce qui entraîne une augmentation du coefficient de transfert thermique [21]

Par exemple, l'utilisation d'actionneurs piézoélectriques ou de transducteurs ultrasoniques peut introduire des vibrations à haute fréquence sur les surfaces de l'échangeur de chaleur, ce qui améliore les performances thermiques. En outre, les vibrations peuvent être appliquées pour améliorer les performances des matériaux à changement de phase et des lits fluidisés en facilitant une meilleure distribution de la chaleur et en réduisant la résistance thermique.

I.5.1.7. Vibration induite par l'écoulement

La vibration induite par l'écoulement (VIA) est une technique active d'amélioration du transfert de chaleur qui résulte naturellement de l'interaction entre l'écoulement des fluides et les composants structurels, contrairement à la vibration de surface, qui nécessite l'application d'une vibration externe.

Les chercheurs ont utilisé des bobines en spirale dans les systèmes de VIF pour induire des fréquences naturelles variables, en capitalisant sur les différents centres de courbure de chaque bobine pour améliorer le transfert de chaleur. L'un des principaux avantages de la FIV est sa capacité à réduire le facteur d'encrassement, un problème courant où la formation de tartre sur les parois des échangeurs de chaleur réduit l'efficacité du transfert de chaleur. Cependant, un inconvénient potentiel de la FIV est le risque d'endommager gravement le système à des fréquences de vibration élevées, ce qui peut entraîner des problèmes opérationnels et une fatigue des matériaux [21].

I.5.1.8. Vibration ultrasonique

Les ultrasons sont des ondes mécaniques ayant une fréquence supérieure à 20 kHz, plus élevée que la limite supérieure de l'audition humaine et inférieure à la fréquence des micro-ondes. Les ondes ultrasonores se propagent dans le milieu avec différentes phases sous la forme d'une série de cycles alternatifs de compression et de raréfaction, provoquant le déplacement des molécules de leur position. Les ultrasons représentent un outil efficace dans une large gamme d'applications techniques comprenant des processus tels que la congélation, la cristallisation, la fermentation, l'émulsification, les techniques d'extraction, l'évaporation, les réactions chimiques, etc [22].

La vibration induite par les ondes ultrasoniques est également devenue une technique utile pour l'amélioration, comme le montre la figure 5, les ondes produisant la vibration pour un meilleur mélange du fluide [18].

L'utilisation de la vibration ultrasonique pour l'amélioration du transfert de chaleur a été démontrée avec succès dans diverses applications, telles que les systèmes de refroidissement et les industries de transformation, ce qui en fait un outil polyvalent et efficace pour améliorer les performances thermiques [23].

I.5.2. Techniques passives

Ces techniques utilisent généralement des modifications superficielles ou géométriques du canal d'écoulement, en incorporant des inserts ou des dispositifs supplémentaires.

Elles favorisent l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur en perturbant ou en modifiant le comportement de l'écoulement existant, ce qui entraîne également une augmentation de la perte de charge. Les techniques passives ont l'avantage sur les techniques actives de ne pas nécessiter d'apport direct d'énergie externe, de générateurs ou d'autres équipements en dehors de l'échangeur de chaleur. Les techniques passives comprennent :

I.5.2.1. Tubes enroulés

Les tubes incurvés sont largement utilisés dans diverses applications industrielles en raison de leur structure compacte et de leurs coefficients de transfert de chaleur relativement élevés. Les serpentins hélicoïdaux et en spirale sont largement utilisés dans les processus de récupération thermique, les systèmes de climatisation et de réfrigération, les réacteurs chimiques et les processus alimentaires et laitiers [24]

Les tubes en spirale sont une méthode passive d'amélioration du transfert de chaleur largement utilisée dans divers systèmes thermiques. La conception consiste à enrouler un tube en forme d'hélice ou de spirale, ce qui augmente considérablement la surface disponible pour l'échange de chaleur dans un volume donné. Cette configuration améliore non seulement le taux global de transfert de chaleur, mais induit également des schémas d'écoulement secondaires, tels que les tourbillons de Dean, à l'intérieur du tube. Ces tourbillons favorisent un meilleur mélange du fluide, réduisent l'épaisseur de la couche limite thermique et améliorent ainsi le transfert de chaleur par convection. Les tubes enroulés sont particulièrement efficaces dans les applications où l'espace est limité et où un transfert de chaleur efficace est essentiel, comme dans les échangeurs de chaleur compacts, les systèmes de réfrigération et les dispositifs biomédicaux.

I.5.2.2. Surfaces étendues

Une autre méthode d'amélioration passive du transfert de chaleur est l'utilisation d'ailettes. Dans l'étude du transfert de chaleur, les ailettes sont des surfaces qui s'étendent à partir d'un objet pour augmenter le taux de transfert de chaleur vers ou depuis l'environnement en augmentant la convection. Ainsi, l'ajout d'une ailette à un objet augmente sa surface et peut parfois constituer une solution économique aux problèmes de transfert de chaleur. Les ailettes peuvent être divisées en ailettes droites à surface constante, ailettes droites à surface variable, ailettes à picots et ailettes annulaires [25].

Les surfaces étendues, communément appelées ailettes, sont une méthode passive largement utilisée pour améliorer le transfert de chaleur dans divers systèmes thermiques.

En augmentant la surface disponible pour l'échange de chaleur, les surfaces étendues facilitent la dissipation ou l'absorption de la chaleur entre une surface solide et le fluide environnant. Ces surfaces sont particulièrement efficaces dans les applications où la principale résistance au transfert de chaleur réside dans la couche limite convective.

Les ailettes se présentent sous différentes formes et configurations, notamment droites, en forme de broches et annulaires, chacune adaptée à des applications et des exigences de performance spécifiques. La fonction principale de ces surfaces étendues est d'augmenter la surface de transfert thermique, améliorant ainsi l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur. Cette méthode est largement utilisée dans les radiateurs, les échangeurs de chaleur à air et les systèmes de refroidissement électroniques, où les contraintes d'espace et la nécessité d'une gestion thermique efficace sont cruciales. L'efficacité des surfaces étendues pour améliorer le transfert thermique dépend de facteurs tels que le matériau des ailettes, leur géométrie et l'environnement d'exploitation, ce qui en fait un composant polyvalent et essentiel de la conception thermique.

I.5.2.3. Surfaces rugueuses

Ces dernières décennies, les surfaces rugueuses/onduleuses/nervurées ont été considérées comme l'une des techniques passives d'amélioration du transfert de chaleur les plus efficaces pour différents systèmes. Le tableau 8 présente divers exemples de surfaces rugueuses pour l'amélioration du transfert de chaleur. Le mécanisme d'amélioration du transfert de chaleur des surfaces rugueuses induit généralement la collision des écoulements pour améliorer le mélange. De plus, en raison du long trajet des surfaces rugueuses, les performances thermiques des systèmes sont nettement supérieures à celles d'une surface lisse. Plus important encore, l'interruption et le redéveloppement intermittents des couches limites causés par les canaux ondulés améliorent considérablement le transfert de chaleur. La hauteur, l'inclinaison, la disposition et la forme des surfaces rugueuses sont les paramètres géométriques les plus courants affectant les performances thermiques. Différents types d'ondulations de canaux qui ont un impact direct sur le transfert de chaleur et les taux de perte de charge des systèmes thermiques sont les canaux ondulés rectangulaires, les canaux ondulés de forme trapézoïdale, les canaux ondulés pointus, les canaux ondulés de forme triangulaire, les canaux ondulés en forme d'arc et les canaux ondulés sinusoïdaux [25].

I.5.2.4. Dispositifs à écoulement tourbillonnaire

Ils produisent et superposent un écoulement tourbillonnaire ou une recirculation secondaire à l'écoulement axial dans un canal. Ces dispositifs comprennent des bandes hélicoïdales ou des inserts tubulaires de type vis à âme, des rubans torsadés. Ils peuvent être utilisés pour les échangeurs de chaleur à flux monophasé ou diphasé [26].

Les dispositifs à écoulement tourbillonnaire sont des techniques passives bien établies pour améliorer le transfert de chaleur en générant un mouvement tourbillonnaire dans le fluide. Ce mouvement, créé par des dispositifs tels que des rubans torsadés, des inserts hélicoïdaux ou des fils enroulés, perturbe la couche limite thermique, améliorant ainsi le mélange des fluides et augmentant le coefficient de transfert de chaleur par convection [27]. L'amélioration du mélange et des turbulences provoquées par le flux tourbillonnaire entraîne une meilleure interaction entre le fluide et la surface de transfert de chaleur, ce qui se traduit par une amélioration des performances thermiques. Ces dispositifs sont fréquemment utilisés dans les échangeurs de chaleur et les systèmes de tuyauterie où un transfert de chaleur efficace est essentiel. L'un des principaux avantages des dispositifs à écoulement tourbillonnaire est leur capacité à améliorer considérablement le transfert de chaleur sans nécessiter d'énergie supplémentaire, ce qui les rend à la fois efficaces sur le plan énergétique et rentables pour diverses applications industrielles.

I.5.2.5. Inserts de bobines de fil

Il s'agit de bobines de fil insérées dans les tubes de l'échangeur de chaleur pour créer des turbulences et améliorer le transfert de chaleur. La facilité de fabrication, d'insertion et de retrait de la bobine de fil du tube favorise son utilisation généralisée dans diverses applications de transfert de chaleur, notamment les systèmes de climatisation et de refroidissement, les processus de récupération de la chaleur, les processus alimentaires et laitiers, et les installations de traitement chimique [28].

En raison principalement de leur faible coût, les dispositifs d'insertion les plus fréquemment utilisés dans les applications techniques sont les bobines de fil et les rubans torsadés. On peut affirmer que les bobines de fil et les rubans torsadés sont tous deux des candidats à la modernisation d'un échangeur tubulaire existant.

Les inserts de bobines de fil sont des dispositifs dont la fiabilité et la durabilité sont très contrastées.

Dans des applications extrêmes telles que les tubes des chaudières pyrotubulaires à combustible, avec de gros problèmes d'encrassement et de fortes variations de température qui produisent de grandes dilatations, les fils sont utilisés sans problème. Il s'agit d'une technique d'amélioration peu coûteuse et tout à fait viable pour de nombreuses applications industrielles. Toutefois, les études sur l'écoulement laminaire sont pratiquement inexistantes. Ce fait empêche l'utilisation généralisée d'inserts de bobines de fil dans les échangeurs de chaleur industriels [29]

I.5.2.6. Générateurs de vortex

Il s'agit de petites structures insérées dans les tubes de l'échangeur de chaleur, couramment utilisées dans la surface des ailettes étendues. Les générateurs de vortex améliorent la transmission thermique en s'engageant avec et en perturbant la couche limite thermique entre la surface de l'échangeur et le fluide secondaire qui la traverse. La géométrie, la taille et l'intégration des générateurs de vortex varient selon l'application, ce qui produit deux principaux types de vortex : transversal et longitudinal [30].

Les générateurs de vortex sont définis comme des protubérances de la surface de transfert thermique responsables de la production d'un écoulement tourbillonnaire autour d'un axe, ce qui entraîne la génération de vortex. Ils sont largement classés en fonction de leurs types, formes et géométrie. Les VG sont également appelées surfaces interrompues responsables de l'induction de mécanismes majeurs de transfert de chaleur par convection dans les échangeurs de chaleur compacts qui sont les suivants :

- Induction d'un écoulement secondaire ou d'un écoulement tourbillonnaire à l'aide de surfaces interrompues.
- Mélange de l'écoulement le long de la région de la paroi en rendant les surfaces rugueuses ou en mélangeant l'écoulement principal à l'aide de techniques passives.
- Développement d'une couche limite - réduction de l'épaisseur de la couche limite en introduisant des ailettes et des VG.
- Amélioration de l'intensité de la turbulence en incorporant des surfaces rugueuses.

Une surface interrompue telle que les générateurs de vortex (VG) peut jouer un rôle fondamental et significatif dans l'obtention des mécanismes de transfert de chaleur ci-dessus à l'aide de la technique passive d'amélioration du transfert de chaleur de l'écoulement tourbillonnaire. Les tourbillons induits par les VG sont classés en deux catégories : les tourbillons transversaux et les tourbillons longitudinaux.

Les tourbillons transversaux ont leur axe normal à la direction de l'écoulement et sont cohérents avec l'écoulement 2D tandis que l'axe des tourbillons longitudinaux est dans la direction du courant et impliqué dans l'écoulement 3D. Les générateurs de tourbillons (VG) conduisent à des performances de transfert de chaleur plus élevées en réduisant l'épaisseur de la couche limite [32] en la perturbant et en la détériorant et en intensifiant ainsi l'écoulement turbulent. Les tourbillons transversaux et leur génération influencent le transfert de chaleur principalement par la perturbation de l'écoulement tandis que les tourbillons longitudinaux et leur génération ont leur impact sur le taux de transfert de chaleur en impliquant avant tout des mécanismes de transfert de chaleur.

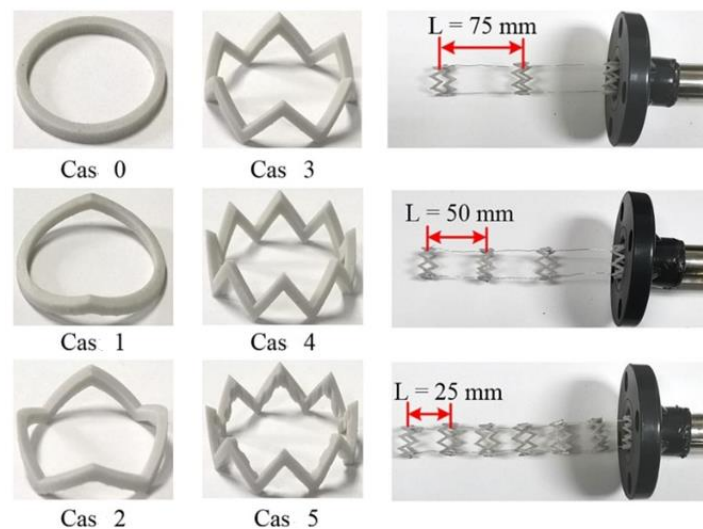


Figure I.16. Image de générateurs de vortex à ailettes multi-V [32]

I.5.2.7. Chicanes

L'une des méthodes d'amélioration passive, les chicanes, ou plaques insérées dans les tubes de l'échangeur de chaleur, sont largement utilisées dans divers secteurs, notamment la chimie, la biologie, la pétrochimie, le biomédical, l'agriculture, etc., en raison de leur capacité à augmenter la turbulence et à garantir un bon mélange des couches de fluide en obligeant le fluide côté calandre à circuler d'avant en arrière dans le tube intérieur. Les chicanes sont fréquemment utilisées dans les échangeurs de chaleur [33]. De plus, elles réduisent les zones inactives et accélèrent la transmission de chaleur [34].

Différents types de chicanes sont répertoriés dans la littérature. Parmi les plus couramment utilisés, on trouve les chicanes segmentaires, doubles segmentaires, triples segmentaires, de type beignet, hélicoïdales, doubles hélicoïdales et de type fleur [35].

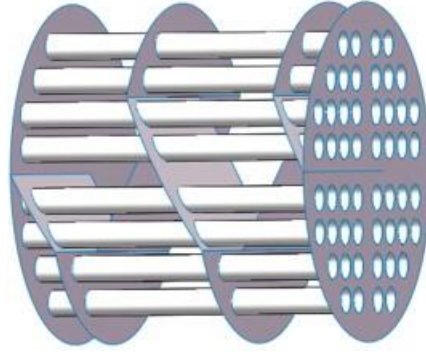


Figure I.17. Modèle géométrique d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec chicanes pliées en échelle [36]

I.5.2.8. Inserts en ruban torsadé

Le ruban torsadé (TT) est l'un des inserts les plus efficaces, qui peut forcer le fluide de travail à tourbillonner et faciliter un échange thermique efficace avec la paroi interne du tube. L'écoulement tourbillonnaire est normalement moins pénalisant en termes de perte de charge que d'autres augmentations. D'autre part, le TT est comparativement peu coûteux et peut être fabriqué facilement par rapport à certaines configurations complexes telles que les cylindres creux et les bandes à lamelles. Les TT se sont également révélés très efficaces à des vitesses élevées et ont été mis en œuvre avec succès dans la pratique. Les TT sont également applicables en combinaison avec des tubes ondulés, des tubes en U et des tubes torsadés [37].

ou rubans torsadés, l'un des inserts tubulaires les plus répandus parce qu'ils sont faciles à installer et ne nécessitent aucun apport d'énergie externe. Ils se composent d'une fine bande fabriquée à partir de divers matériaux, y compris des métaux, qui a été torsadée en forme hélicoïdale, puis placée sur la trajectoire du flux de fluide, dans le but d'améliorer l'intensité des turbulences et le transfert de chaleur en induisant un mouvement tourbillonnaire près de la paroi du tube et en redéveloppant périodiquement la couche limite. Le fluide qui s'écoule dans le tube tourne en raison de la forme des rubans torsadés. L'écoulement laminaire du fluide est perturbé par le mouvement tourbillonnaire du ruban torsadé, qui augmente également la surface du fluide en contact avec la paroi du tube, ce qui améliore l'efficacité de l'échangeur de chaleur et les taux de transfert de chaleur. Les inserts en ruban torsadé conviennent à toute une série de conceptions d'échangeurs de chaleur, y compris les échangeurs de chaleur à plaques, à double tube et à calandre [38]. D'autre part, la tension de cisaillement et la perte de pression sont des effets secondaires inévitables de l'amélioration du transfert de chaleur induite par le tourbillonnement dans les tubes à ruban torsadé [39].

Les rubans torsadés se présentent sous différentes formes, chacune ayant ses propres caractéristiques et inconvénients. Le choix du modèle de ruban torsadé doit être fait en tenant compte des exigences spécifiques en matière de transfert de chaleur, des propriétés du fluide et des conditions d'écoulement de l'application de l'échangeur de chaleur. Parmi les motifs couramment utilisés, on peut citer

a. Ruban torsadé classique.

Rubans torsadés sans aucune modification ni irrégularité de surface, de même longueur que le tube du convertisseur. Les rubans torsadés classiques sont des dispositifs passifs d'amélioration du transfert thermique, constitués de fines bandes métalliques torsadées uniformément. Ils sont insérés à l'intérieur des tubes pour induire un écoulement tourbillonnaire, augmenter la turbulence et perturber la couche limite thermique, améliorant ainsi considérablement le transfert thermique par convection [40].

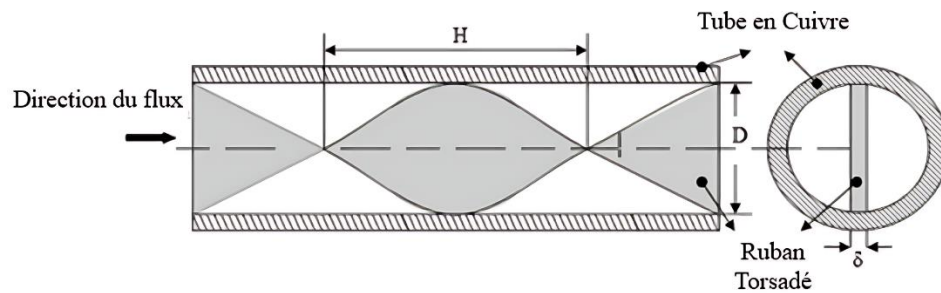


Figure I.18. Configuration d'un ruban torsadé typique [41]

b. Rubans torsadés de longueur variable

Ce type de ruban torsadé se distingue de la première catégorie par le fait qu'il n'a pas la même longueur que le tube. Au contraire, ces rubans sont 25 %, 50 % ou 75 % plus courts que la longueur du tube.

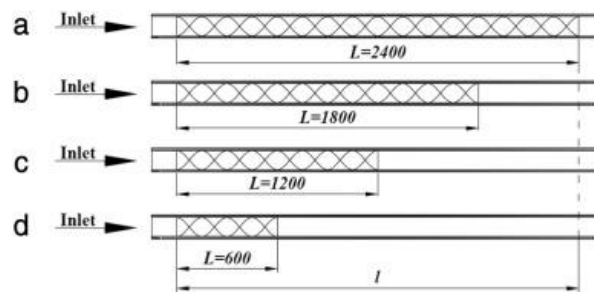


Figure I.19. Tube avec bandes torsadées de longueurs variables : (a) $L = 2400$ mm, (b) $L = 1800$ mm, (c) $L = 1200$ mm et (d) $L = 600$ mm [42]

c. Ruban torsadé à axes alternés

Contrairement aux rubans torsadés traditionnels, qui comportent un seul jeu de lames hélicoïdales, plusieurs rubans torsadés de courte longueur, dotés d'axes différents et reliés les uns aux autres, constituent un type de ruban torsadé à axes alternés.

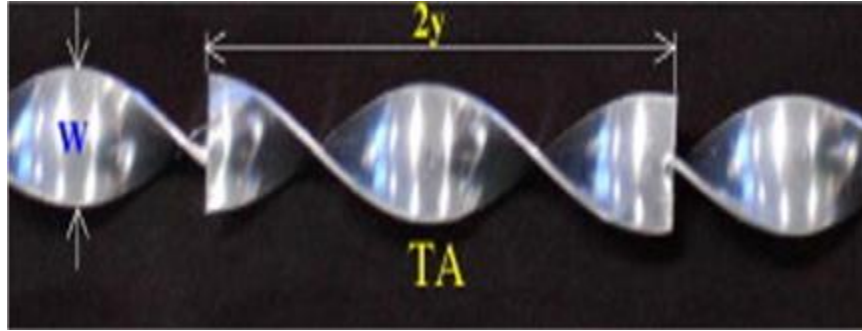


Figure I.20. Bandes torsadées à axes alternés [43]

d. Ruban torsadé avec découpes

Cette catégorie comprend les rubans torsadés avec découpes sur les bords. Selon les performances de transfert thermique requises, les découpes peuvent prendre diverses formes et tailles, par exemple en V, trapézoïdales ou rectangulaires [44].

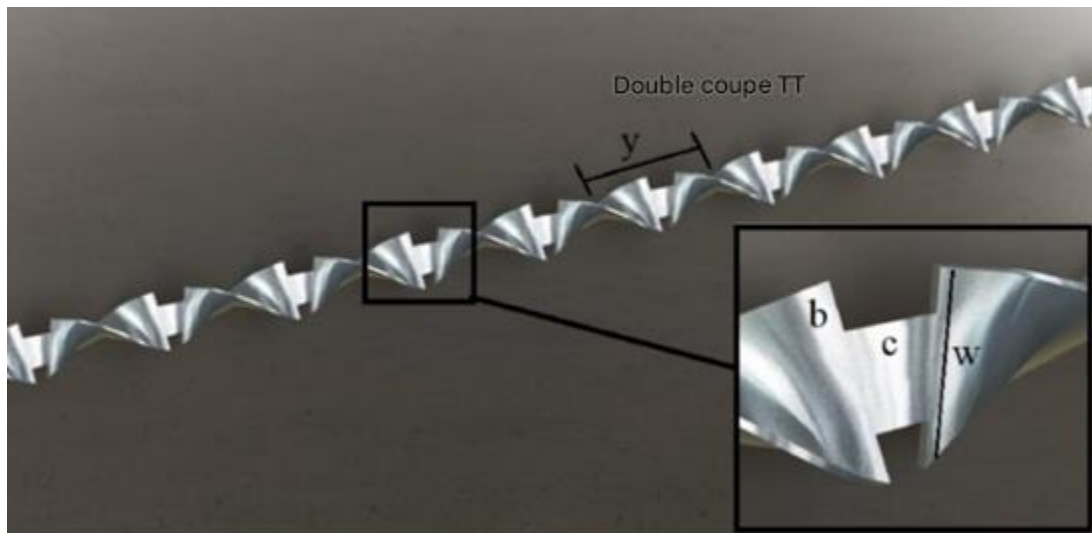


Figure I.21. Rubans torsadés à double coupe [45]

e. Ruban torsadé à ailettes delta

Version découpée du ruban torsadé, obtenue en coupant le bord du ruban de manière à ce que les parties extérieures restent perpendiculaires aux parties intérieures.

Ce ruban est classé en deux catégories : le ruban torsadé à ailettes delta droites (S-DWT) et le ruban torsadé à ailettes delta obliques (O-DWT). Dans le cas du S-DWT, les ailettes sont positionnées perpendiculairement à l'axe du ruban, tandis que dans le cas du O-DWT, elles sont inclinées par rapport à l'axe du ruban [44].

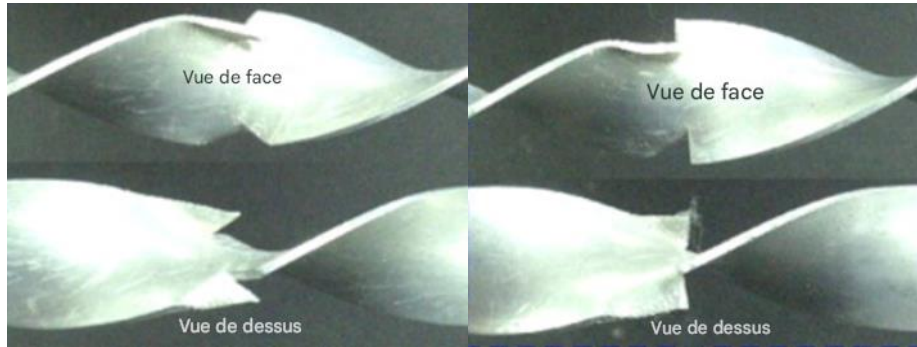


Figure I.22. Rubans torsadés à ailettes delta droites et rubans torsadés à ailettes delta obliques [46]

f. Rubans torsadés perforés et alvéolés

La perforation des rubans torsadés désigne la présence de trous ou d'ouvertures à leur surface, tandis que les alvéoles sont de petites dépressions ou indentations créées à leur surface.

Des rubans torsadés ont été utilisés en association avec divers dispositifs d'amélioration pour améliorer le taux de transfert thermique dans plusieurs travaux de recherche, tels que les tubes torsadés rainurés en spirale, les tubes ondulés, les tubes alvéolés, les anneaux coniques, les turbulateurs à bobine de fil et les rubans torsadés à bobine de fil. Une autre approche pour améliorer leurs performances consiste à modifier leur géométrie afin d'induire une perturbation supplémentaire de l'écoulement du fluide [47].

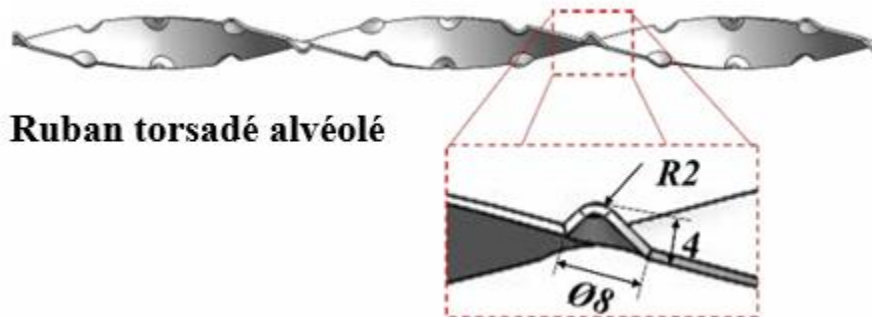


Figure I.23. Ruban torsadé alvéolé [48]

- Paramètres influençant l'amélioration du transfert de chaleur

Pour augmenter les taux de transfert de chaleur et l'efficacité globale des systèmes, les chercheurs et les ingénieurs n'ont cessé d'explorer différentes approches. L'une d'entre elles consiste à ajuster les paramètres de conception, notamment le pas, le rapport de torsion et le rapport de diamètre. Ces paramètres sont essentiels pour déterminer les performances thermiques et ont un impact majeur sur les propriétés du transfert thermique de surface.

Le pas d'un ruban torsadé correspond à la distance entre les lignes centrales des torsades adjacentes du ruban. Il s'agit de la distance axiale parcourue par un point du ruban lorsqu'il effectue une révolution complète autour de l'axe longitudinal du ruban. L'efficacité d'un ruban torsadé dans différentes applications peut dépendre de manière significative du pas des rubans [44].

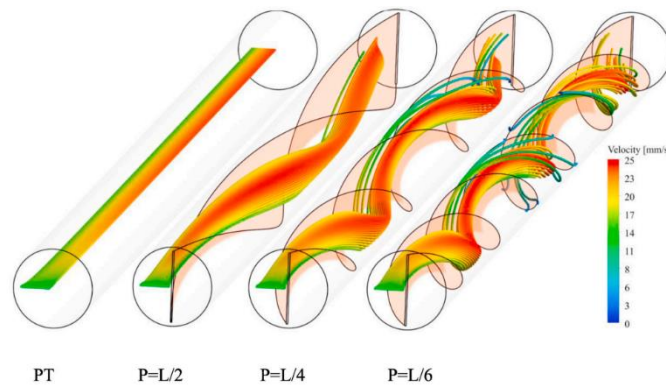


Figure I.24. Lignes de courant colorées par grandeur de vitesse pour les cas du tube lisse et des bandes torsadées avec trois pas de $P = L/2$, $P = L/4$ et $P = L/6$ [49]

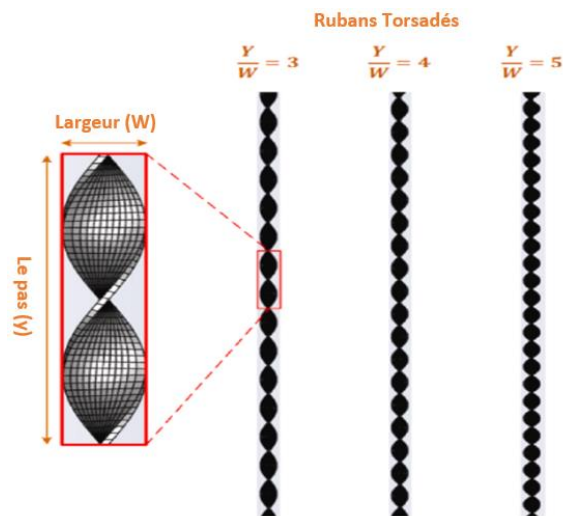


Figure I.25. Schéma des configurations envisagées [50]

Le rapport de diamètre, défini comme le rapport entre le diamètre de perforation et l'épaisseur de la bande, est un facteur clé pour déterminer les caractéristiques de transfert thermique du système. Sa modification peut avoir un impact significatif sur le comportement de l'écoulement et les performances de transfert thermique. Le rapport de diamètre optimal pour les bandes perforées torsadées dépend de plusieurs facteurs, notamment la conception spécifique de l'échangeur de chaleur, les conditions d'exploitation et les performances souhaitées. Il est important de noter que le choix du rapport de diamètre doit être effectué en tenant compte d'autres paramètres, tels que le pas de torsion, l'épaisseur de la bande et le débit, afin d'obtenir l'équilibre souhaité entre amélioration du transfert thermique et efficacité du système.

I.6. Conclusion

Ce chapitre a présenté un aperçu global des échangeurs de chaleur, en mettant en évidence leur importance stratégique dans divers domaines industriels. Ces dispositifs thermiques assurent le transfert d'énergie entre fluides à différentes températures, contribuant ainsi à l'efficacité énergétique et à la maîtrise des conditions opératoires des procédés. Leur intégration dans des secteurs tels que la chimie, la pétrochimie, la production d'énergie, les systèmes CVC ou encore l'industrie agroalimentaire, témoigne de leur polyvalence et de leur rôle essentiel dans le bon fonctionnement des installations industrielles. L'optimisation de leurs performances thermo-hydrauliques, par des approches innovantes en matière de conception et d'intensification du transfert de chaleur, constitue aujourd'hui un axe de recherche prioritaire. Les développements abordés dans les chapitres suivants s'inscrivent dans cette logique d'amélioration continue, avec une attention particulière portée aux méthodes d'augmentation du transfert thermique, tout en minimisant les pertes de charge et la consommation énergétique globale.

Chapitre II

Etude bibliographique

II.1. Introduction

L'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur représente un axe de recherche majeur visant à répondre aux exigences croissantes d'efficacité énergétique et de durabilité industrielle. Pour atteindre cet objectif, plusieurs techniques d'intensification du transfert de chaleur ont été développées et peuvent être classées en méthodes actives, passives ou hybrides. Parmi elles, les solutions passives suscitent un intérêt particulier en raison de leur simplicité de mise en œuvre, de leur coût relativement faible et de leur grande fiabilité en conditions industrielles. Parmi ces dispositifs, les inserts en ruban torsadé se distinguent par leur capacité à induire un écoulement tourbillonnaire, favorisant ainsi le mélange transversal des fluides et l'amincissement de la couche limite thermique, ce qui se traduit par une augmentation notable du coefficient de convection. Toutefois, cette amélioration s'accompagne généralement d'une augmentation de la perte de charge, impliquant un besoin plus important en puissance de pompage. Afin d'atténuer ce compromis, différentes modifications géométriques ont été proposées, notamment l'intégration de perforations dans les rubans torsadés. Ces ouvertures engendrent des écoulements secondaires supplémentaires, perturbent la structure de la couche limite et permettent de réduire la résistance à l'écoulement tout en préservant, voire en améliorant, l'efficacité thermique globale.

II.2. Applications des inserts en ruban torsadé pour l'amélioration du transfert de chaleur

Les rubans torsadés sont devenus l'une des techniques passives d'amélioration du transfert de chaleur les plus efficaces utilisées dans divers systèmes thermiques. Leur capacité à induire un écoulement tourbillonnaire et à perturber les couches limites thermiques les rend particulièrement intéressants pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur, des capteurs solaires thermiques et des systèmes de refroidissement. Au cours des dernières décennies, des recherches approfondies ont été consacrées à la compréhension des mécanismes par lesquels les rubans torsadés améliorent le transfert de chaleur tout en équilibrant la perte de charge associée. Cette section présente un examen complet des diverses applications des inserts en ruban torsadé, en soulignant leur impact sur l'efficacité des systèmes, les économies d'énergie et l'optimisation des performances dans différents secteurs.

Plusieurs chercheurs ont étudié les performances et l'efficacité des inserts à ruban torsadé dans diverses applications. Les études suivantes donnent un aperçu de leur mise en œuvre, de leurs avantages et de leurs limites dans différents systèmes thermiques.

II.2.1. Rubans torsadés typiques

Par exemple, Ramadhan Al-Obaidi et Chaer [40] ont développé un modèle numérique 3D pour évaluer un échangeur de chaleur dans un tube circulaire droit avec quatre rubans torsadés de largeurs variées (1, 2, 2,5 et 3 mm). Les inserts plus larges ont permis d'augmenter le transfert de chaleur de 23 à 29 %. Toutefois, cette amélioration présente l'inconvénient d'une chute de pression plus importante à l'intérieur du tube.

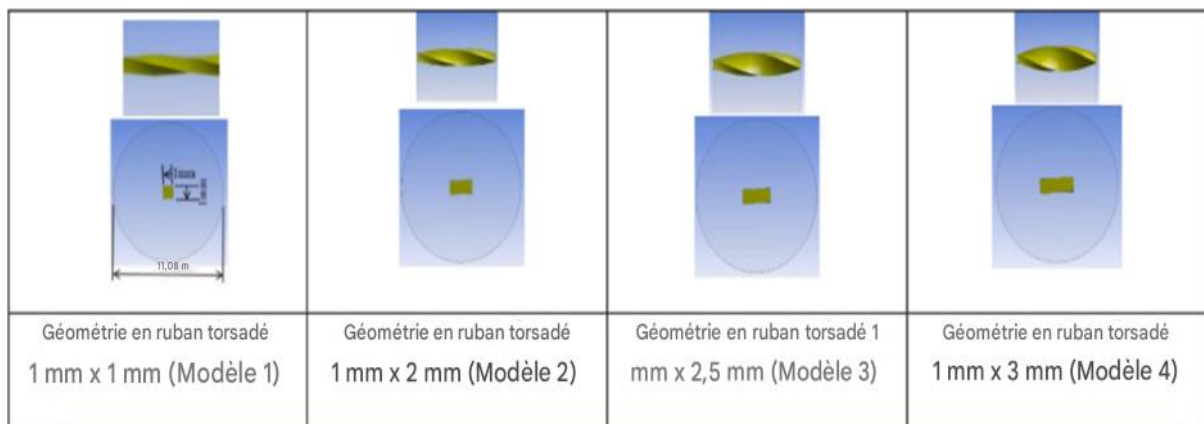


Figure II.1. Configuration d'un ruban torsadé typique [40]

Man et al. [42] ont testé des inserts en ruban torsadé de différentes longueurs (600 mm à 2 400 mm). Les résultats ont montré que des rubans plus longs entraînaient des nombres de Nusselt et des facteurs de frottement plus élevés. Cependant, des rubans plus courts prétendent offrir des performances comparables tout en économisant des matériaux. De plus, Yadav et al. [51] ont utilisé des simulations numériques pour étudier les performances d'un tube circulaire en utilisant plusieurs rapports de longueur de ruban. Comparés aux tubes lisses, les rubans torsadés de courte longueur ont amélioré le transfert de chaleur et réduit le frottement. Selon l'étude, l'utilisation d'inserts en ruban pleine longueur a conduit à la plus grande amélioration.

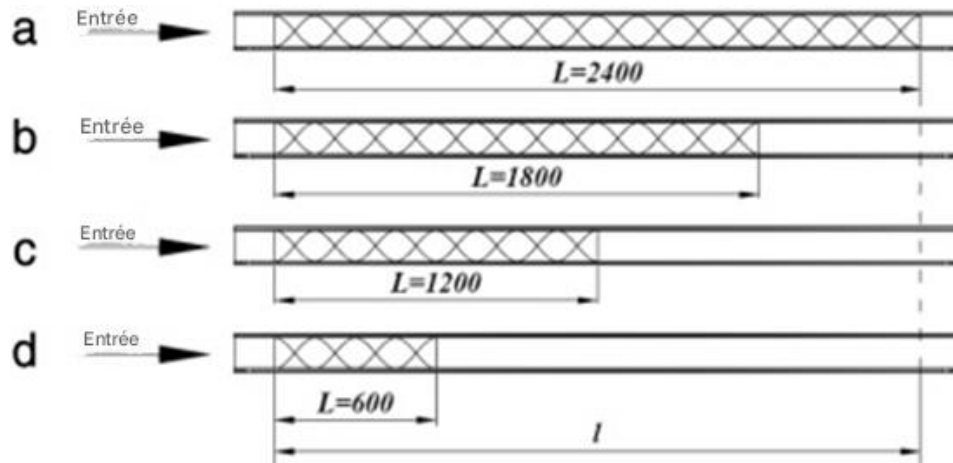


Figure II.2. Tube avec bandes torsadées de différentes longueurs : (a) $L = 2400$ mm, (b) $L = 1800$ mm, (c) $L = 1200$ mm et (d) $L = 600$ mm [42]

Wongcharee et Eiamsa-ard [43] ont constaté que le ruban torsadé à axe alternatif permettait de multiplier par 12,8 le nombre de Nusselt par rapport au tube lisse, en maintenant un rapport de torsion constant (y/W) de 3. Toutefois, cette amélioration s'accompagnait d'une augmentation de la frottement, ce qui nécessitait une plus grande puissance de pompage.

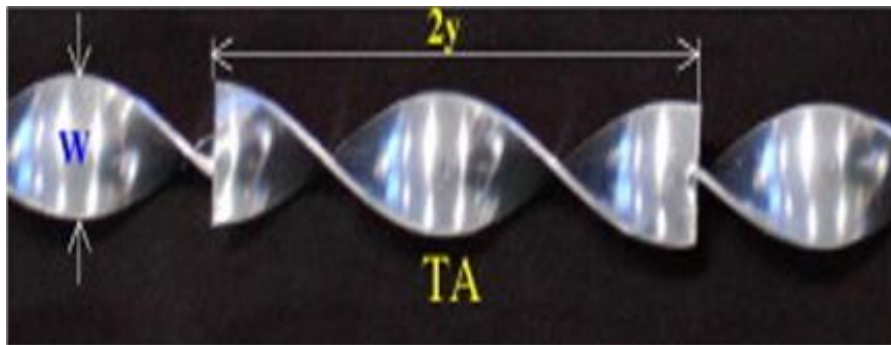


Figure II.3. Ruban torsadé à axes alternative [43]

Les effets des rubans hélicoïdaux courts sur les performances thermohydrauliques d'un tube lisse ont été testés expérimentalement par Hong et al [52]. L'étude visait à explorer l'impact de différents facteurs, tels que le nombre de Reynolds, les rapports de longueur de ruban, les rapports de diamètre de trou et les rapports de longueur de pas. L'utilisation des rubans à la place d'un tube lisse a permis d'améliorer les valeurs Nu et f de 2,64 et 16,26 fois, respectivement.



Figure II.4. Photographie de différents rubans hélicoïdaux courts [52]

Une étude menée par Altun et al [53] a exploré l'utilisation de rubans trapézoïdaux et trapézoïdaux torsadés à l'intérieur d'un tube pour améliorer le transfert de chaleur. La recherche a révélé que l'intégration avantageuse des configurations torsadées et trapézoïdales contribue à améliorer le transfert de chaleur et les performances globales. Cette amélioration est due aux effets combinés de l'écoulement tourbillonnaire et de la perturbation périodique de l'écoulement.



Figure II.5. Photographies des rubans trapézoïdaux et trapézoïdaux torsadés [53]

Un anneau torsadé est pris en sandwich entre deux tubes ovales contre-torsadés dans la conception innovante de l'échangeur de chaleur à deux tubes de Luo et Song [54]. Par rapport aux anneaux droits, l'anneau torsadé a considérablement augmenté l'efficacité du transfert de chaleur, avec une augmentation remarquable de 157 % du nombre de Nusselt maximal et une augmentation de 118 % du facteur de frottement. Un facteur de performance thermique de 1,98 a également été atteint par l'étude dans la gamme des paramètres géométriques étudiés.

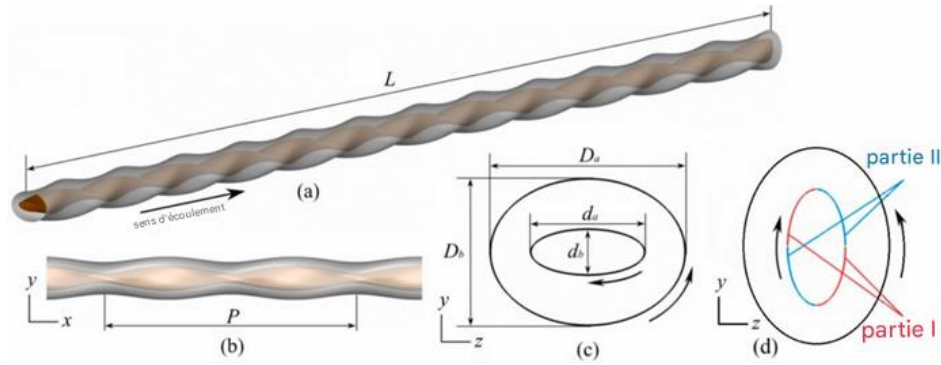


Figure II.6. Modèle physique d'un anneau torsadé formé par des tubes ovales contre-torsadés [54]

Dans un écoulement turbulent, Yadav et al [55] ont étudié les aspects du transfert de chaleur et de la frottement en utilisant des conduits non circulaires avec des inserts en ruban torsadé. Ils ont comparé des conduits circulaires, carrés et hexagonaux avec différents rapports de torsion et des diamètres identiques. Les résultats indiquent des nombres de Nusselt et des facteurs de frottement plus élevés dans les conduits non circulaires plus grands. Alors que les conduits circulaires avec des inserts en ruban torsadé présentaient l'amélioration de performance la plus notable, l'amélioration globale obtenue avec les inserts était modérée, montrant des facteurs de performance thermique allant de 0,8 à 1,13 pour tous les types de conduits.

L'efficacité de l'ajout de rubans torsadés avec des profils de section transversale incurvés dans les conduites annulaires a été étudiée par Kosker et Yilmaz [56]. Six types de rubans différents avec divers rapports de torsion et de courbure ont été évalués. Les résultats ont montré une augmentation du nombre de Nusselt avec l'augmentation du rapport de courbure, tandis que le nombre de Reynolds et le rapport de torsion diminuaient. Bien que les rubans courbés améliorent le transfert de chaleur, ils présentent également des pertes d'efficacité par rapport aux rubans torsadés conventionnels. L'étude a montré que la courbure peut réduire la productivité, le ruban torsadé subissant une diminution de 28 % de l'amélioration de la productivité pour les rapports de torsion les plus faibles et les plus élevés.

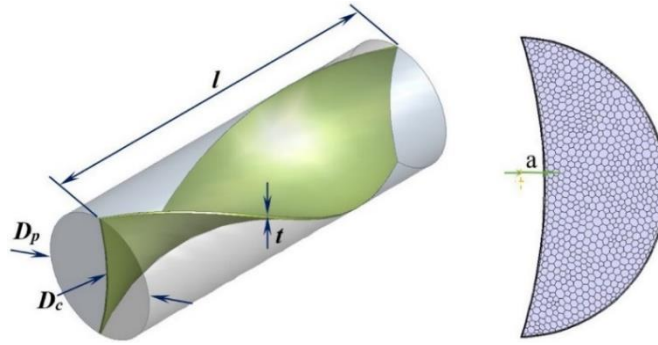


Figure II.7. Esquisse de l'insert ondulé avec courbure transversale [56]

Shijie et al [57] ont évalué l'utilisation d'un ruban torsadé en forme de L dans un échangeur de chaleur à tubes circulaires. Des facteurs tels que le pas de torsion, le diamètre intérieur, la largeur du ruban et le nombre de rubans ont été modifiés. L'insert a créé des tourbillons qui ont amélioré la transmission de la chaleur. Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont augmenté de manière significative, passant respectivement de 199 % à 208 % et de 674 % à 696 %, par rapport à un tube simple. En utilisant une combinaison optimale de paramètres des améliorations de 204 % et 704 %, respectivement, sont attendues pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

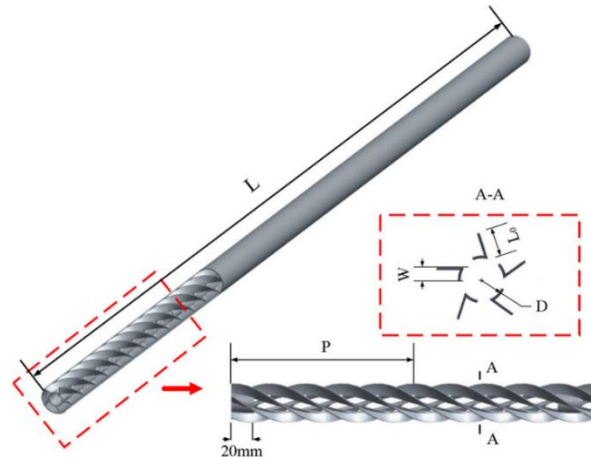


Figure II.8. Représentation géométrique d'un échangeur de chaleur tubulaire avec ruban torsadé en L [57]

Khafaji et al [58] ont expérimenté un échangeur de chaleur tubulaire, en introduisant de nouveaux inserts pour améliorer le transfert de chaleur : des turbulateurs à panier avec un rapport de pas constant et une combinaison de turbulateurs à panier et de ruban torsadé. Les résultats ont montré des augmentations significatives des nombres de Nusselt, l'insert combiné présentant l'amélioration la plus importante.

L'échangeur de chaleur amélioré a atteint une efficacité thermique remarquable de 1,63 fois supérieure à celle de l'échangeur ordinaire, attribuée à un pourcentage de torsion spécifique.

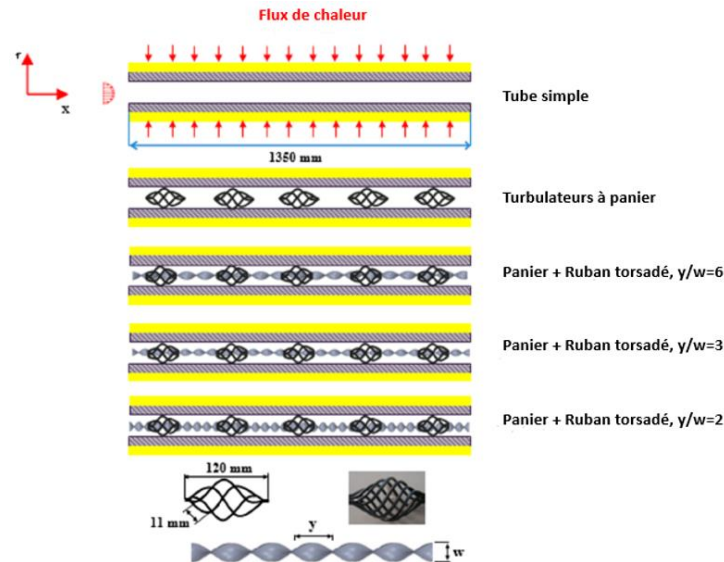


Figure II.9. Configurations géométriques d'un échangeur de chaleur tubulaire équipé d'inserts combinés panier-ruban torsadé [58]

Pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur, Luo et al. [59] présentent un nouveau type de turbulateur dont la forme distinctive ressemble à celle de l'ADN. Le turbulateur permet une amélioration de 125 % par rapport à un tube ordinaire. Le transfert de chaleur idéal est obtenu à un rapport de pas de 2 mm. L'ajout d'un turbulateur à fil hélicoïdal a permis d'améliorer le coefficient de transfert de chaleur de 142 %, mais a également augmenté la perte de charge de 960 %. Malgré cela, la performance thermique globale s'est améliorée de 20 % par rapport à un ruban torsadé de base.

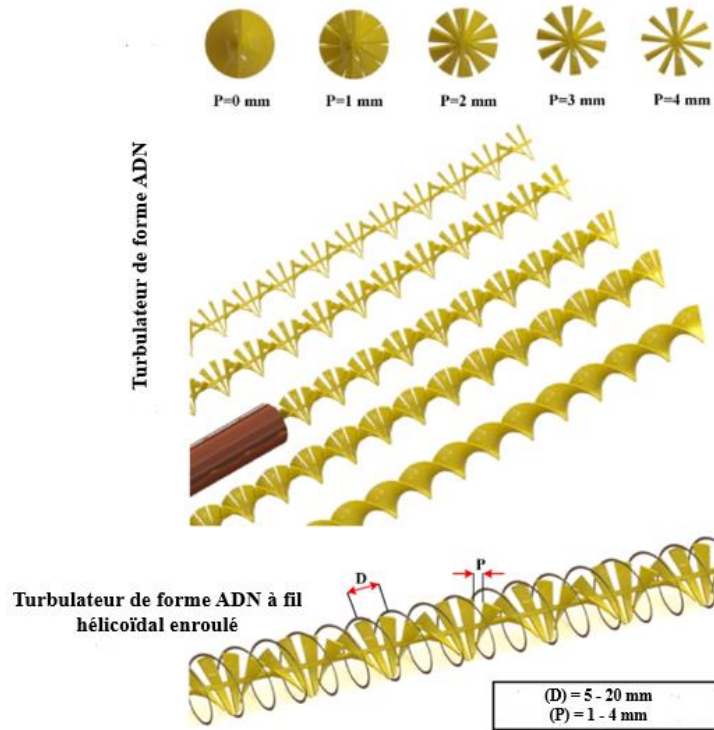


Figure II.10. Schéma d'un turbulateur de forme ADN et d'un turbulateur à fil hélicoïdal enroulé [59]

Plusieurs études ont examiné l'influence des différents rapports de torsion sur l'amélioration du transfert de chaleur. Liaw et al [60] ont mené une étude numérique en utilisant un tube hélicoïdal équipé d'un insert de ruban torsadé. L'étude a consisté à comparer l'impact de différents rapports de torsion, en particulier 3,15, 7,86 et 15,73. Il a été démontré que l'ajout d'un ruban torsadé améliorerait considérablement le transfert de chaleur en intensifiant le flux secondaire radial.

Le transfert de chaleur, le facteur de frottement et la production d'entropie ont tous été améliorés par le tube hélicoïdal avec un rapport de torsion de 7,86.

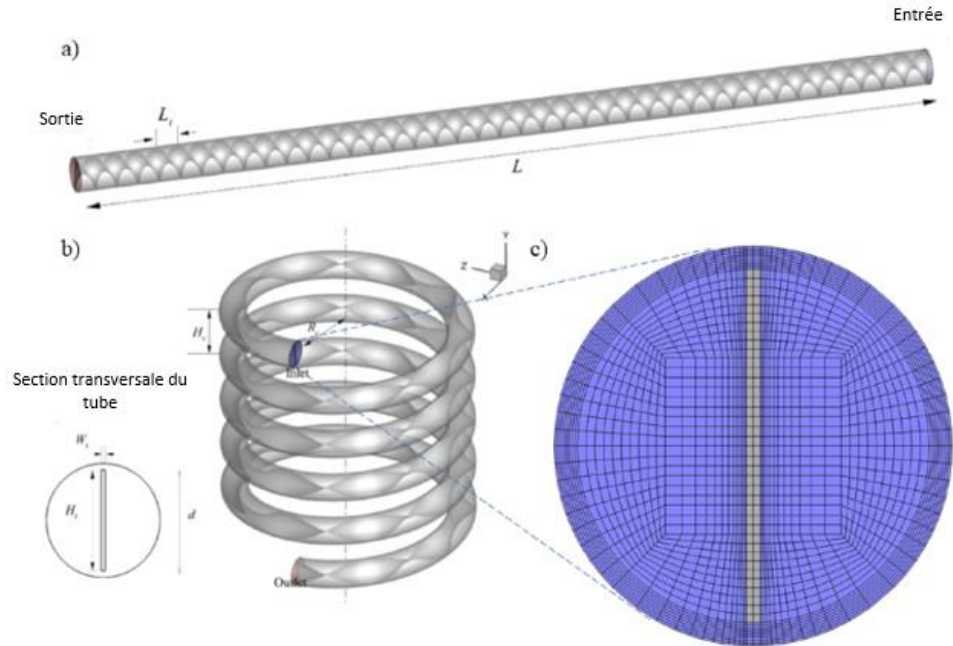


Figure II.11. Représentation schématique a) de tube droit ; b) de tube hélicoïdal comportant un insert en ruban torsadé et c) d'un exemple de maillage numérique du domaine de calcul [60]

Rajan et al [61] ont étudié les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un tube d'échangeur de chaleur comportant un ruban torsadé. Les résultats ont révélé qu'avec des rapports de torsion (p/w) de 3, 4 et 5, le nombre de Nusselt (Nu) augmente respectivement de 64,44 %, 57,03 % et 52,59 % par rapport aux tubes lisses. La performance thermo-hydraulique a atteint un maximum de 1,09 pour le rapport de torsion $p/w = 3$.

Dans leur étude, Bahuguna et al. [62] se sont concentrés sur les conceptions de bandes hélicoïdales dans les tubes d'échangeurs de chaleur, en modifiant des variables telles que le nombre de bandes (1 à 3), les rapports de torsion (2 à 4), et un rapport de largeur fixe de 0,4. Il a été découvert que les configurations avec un rapport de torsion de deux ou trois rubans amélioreraient considérablement le transfert de chaleur de 3,95 fois. Les performances thermiques ont été multipliées par 1,23 lorsque le rapport de torsion était de 2 avec un seul ruban par rapport à un tube ordinaire. En outre, les inserts de ruban hélicoïdal ont réduit les taux de génération d'entropie par rapport à un tube lisse dans toutes les situations avec une valeur minimale de 0,27.

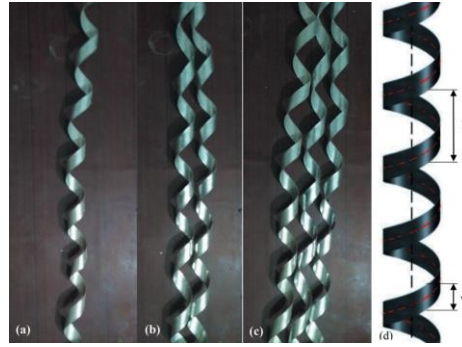


Figure II.12. Inserts à bande hélicoïdale [62]

Paneliya et al. [63] ont évalué le transfert de chaleur à l'aide d'un insert en ruban torsadé. Par rapport à un tube simple, un pas constant augmente le transfert de chaleur de 2,08 fois, tandis qu'un pas variable augmente le nombre de Nusselt de 23,81 % et 22,36 % pour l'aluminium et l'acier inoxydable, respectivement, par rapport à un pas constant. Pour améliorer le transfert de chaleur tout en réduisant la perte de pression, il est conseillé d'utiliser des rubans torsadés à pas variable.

Zhang et al [64] ont utilisé des rubans torsadés auto-rotatifs dans leur étude. Les propriétés et les performances thermiques ont été comparées à celles de rubans torsadés stationnaires en utilisant différents rapports de torsion. Les résultats ont révélé que les rubans rotatifs, lorsqu'ils tournent, dépassent les rubans stationnaires, et qu'ils tournent également plus vite avec des rapports de torsion plus faibles dans les mêmes circonstances. Les rapports de torsion n'ont eu qu'une incidence minimale sur la rotation initiale. Le facteur de performance thermique le plus élevé atteint au début de la rotation était de 1,03 pour des rapports de torsion de 2,2. Des rapports de torsion plus faibles sont en corrélation avec une diminution du nombre de Nusselt, de la chute de pression et du facteur de performance thermique.

Les effets combinés des rubans torsadés et des bobines de fil ont été étudiés par Ravikiran et al [65]. Il a été constaté que l'utilisation des deux inserts améliorait le transfert de chaleur, mais qu'elle augmentait également la frottement, ce qui nécessitait une plus grande force de pompage. Il a été considéré que le flux inversé, le tourbillonnement et les interactions entre les inserts favorisaient le transfert de chaleur.

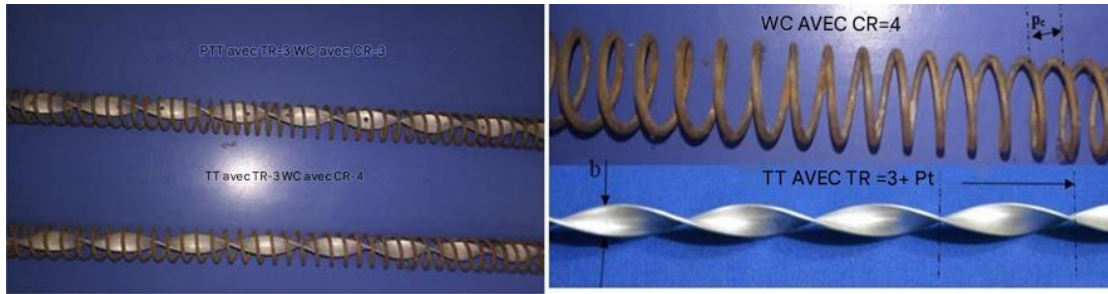


Figure II.13. Représentation de bandes torsadées couplées avec des bobines métalliques à différents rapports de torsion [65]

Plusieurs études ont été menées pour explorer l'impact de l'utilisation de rubans torsadés multiples. Dans un tube d'échangeur de chaleur, Bhuiya et al [66] ont évalué les effets de l'incorporation de rubans torsadés doubles et triples. Les principaux résultats ont révélé qu'en termes de taux de transfert de chaleur, de facteurs de frottement et d'efficacité globale, les inserts multiples étaient plus performants qu'un tube ordinaire.

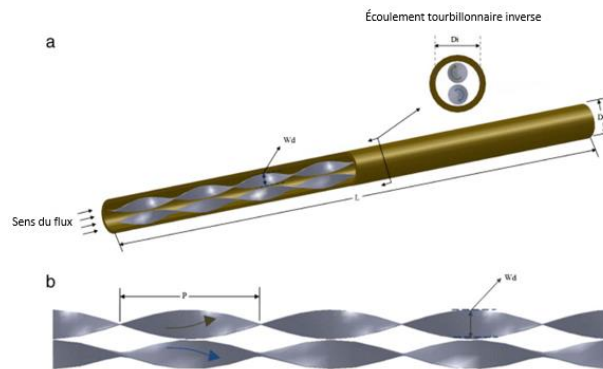


Figure II.14. (a) Représentation de tube inséré avec insert à double bande torsadée, et (b) Paramètres géométriques de l'insert à double bande torsadée [66]

Zhu et Chen [67] ont également mené une étude numérique sur les effets des rubans torsadés simples, doubles et triples dans les tubes d'échange thermique. Les trois configurations ont conduit à des améliorations substantielles du transfert de chaleur du fluide, allant de 1,8 à 4,5 fois. Une résistance accrue à l'écoulement du fluide a également été observée ; elle variait de 8,7 à 6,0 fois pour un simple ruban à 14,4 à 9,4 fois pour un double ruban et jusqu'à 21,2 à 13,7 fois pour un triplex en moyenne.

En outre, Khanmohammadi et Mazaheri [68] ont cherché à améliorer le transfert de chaleur dans un tube circulaire en employant des configurations de bandes à simple et double torsion (coaxiales).

Notamment, le ruban coaxial, dont la forme induit des flux tourbillonnaires plus importants, a démontré des coefficients de transfert de chaleur plus élevés et des pertes de charge plus importantes par rapport au ruban simple. En outre, les tubes équipés d'un ruban coaxial présentaient des taux réduits de génération d'entropie thermique en raison de l'amélioration des performances de refroidissement et de la diminution des gradients de température. Cela souligne l'efficacité du ruban coaxial dans l'optimisation du transfert de chaleur.

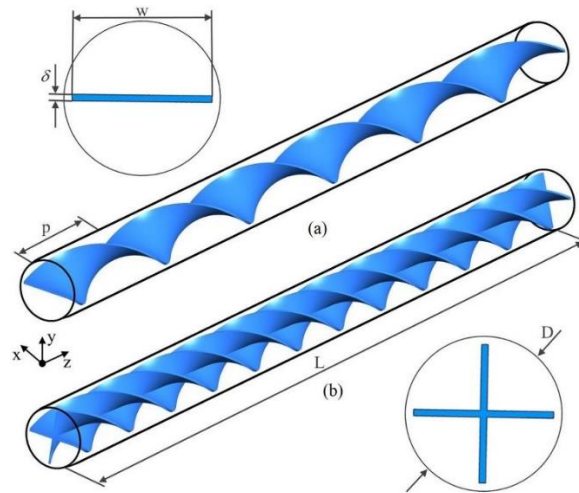


Figure II.15. Dispositions d'un ruban simple et double torsadé (coaxial) [68]

Vashistha et al [69] ont analysé les performances d'un tube circulaire contenant plusieurs inserts, en tenant compte des orientations co-tourbillonnaires et contre-tourbillonnaires. En utilisant différents rapports de torsion (2,5, 3 et 3,5), les résultats ont révélé des chutes de frottement plus importantes mais un transfert de chaleur accru. Par rapport à un tube lisse, la meilleure amélioration a été de 2,42 fois, tandis que le facteur de frottement a été multiplié par 6,96. Pour quatre rubans à contre-courant avec un rapport de torsion de 2,5, le facteur de performance thermo-hydraulique maximal a atteint 1,26.

Dans un tube lisse, Hong et al [70] ont utilisé des rubans torsadés multiples superposés avec différents nombres de rubans et des rapports de torsion superposés. L'amélioration la plus importante a été obtenue avec 5 rubans torsadés, ce qui a entraîné une amélioration de 98,4 % du nombre de Nusselt et une multiplication par 9,13 du facteur de frottement par rapport à un tube vide. Le critère d'évaluation des performances pour 3 rubans torsadés était le plus élevé, à environ 1,08.

Changcharoen et al [71] ont réalisé une étude numérique sur des tubes 3D avec des rubans torsadés doubles (bandes torsadées doubles et bandes torsadées doubles à chevauchement régulièrement espacés) à recouvrement régulier et sur toute la longueur. Les résultats indiquent que les rubans torsadés avec modifications ont un transfert de chaleur supérieur de 180 % à celui des tubes ordinaires. Les rubans torsadés doubles, qui génèrent des flux tourbillonnaires continus, présentent un transfert de chaleur plus élevé mais entraînent également davantage de pertes de charge que les rubans torsadés doubles à recouvrement régulièrement espacés, lesquels produisent des tourbillons décroissants.

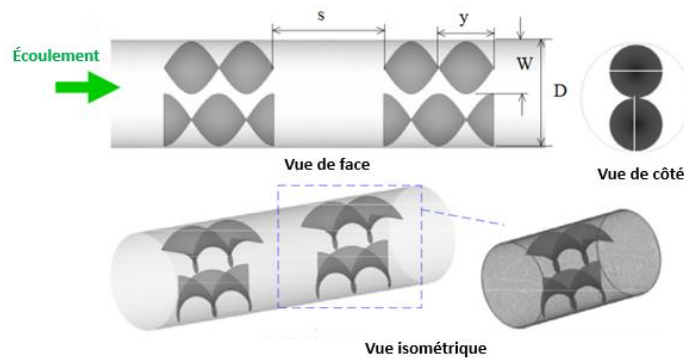


Figure II.16. Domaine de calcul et génération de maillage des tubes équipés de bandes torsadées doubles à chevauchement régulièrement espacés [71]

L'étude de Samruaisin et al. [72] a également révélé que les rubans quadruple torsadés régulièrement espacés présentaient un transfert de chaleur moindre et une perte de charge accrue par rapport aux rubans quadruple torsadés pleine longueur. Un taux de transfert de chaleur, une perte de charge et un facteur d'efficacité thermique plus élevés ont été obtenus en diminuant le rapport d'espace. La disposition croisée des rubans quadruplement torsadés espacés a produit un taux de transfert de chaleur supérieur de 6,6 % et un facteur d'efficacité thermique maximal de 1,27.

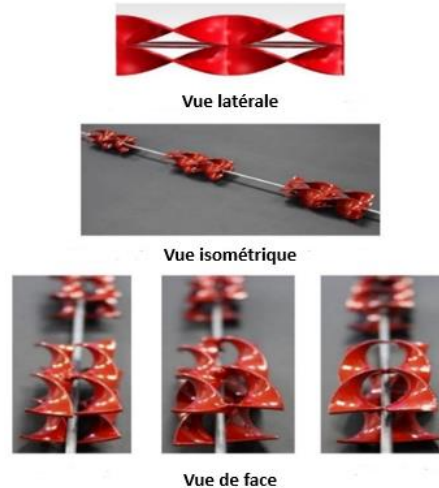


Figure II.17. Images de bandes quadruplement torsadées à espacement régulier avec différentes configurations de bandes [72]

Pal et Saha [73] ont étudié les performances thermohydrauliques d'un écoulement laminaire dans un conduit circulaire à ondulation spirale et à rubans torsadés à dents obliques. Pour les deux stratégies d'amélioration, des données sur le facteur de frottement et le nombre de Nusselt ont été présentées, ainsi que leurs corrélations prédictives. Le principal résultat est que la combinaison de rubans torsadés avec des inserts à dents obliques et de la rugosité de l'ondulation spirale est plus efficace que leur utilisation individuelle.

II.2.2. Rubans torsadés avec coupures, nervures et alvéoles

Une étude numérique sur les tuyaux avec des inserts de rubans torsadés avec une conception unique d'alvéoles-protrusions sphériques a été menée par Bucak et Yilmaz [74]. L'étude englobe différentes densités d'inserts et différents types d'agencement, révélant que les rubans torsadés à motifs sont plus performants que les rubans torsadés ordinaires en termes de nombres de Nusselt et de performances thermiques. Les faibles nombres de Reynolds sont idéaux pour la disposition dense en saillie, tandis que les nombres de Reynolds plus élevés conviennent mieux à la configuration dense en saillie et à fossettes.

Pour améliorer le transfert de chaleur dans un écoulement tubulaire circulaire turbulent, Datt et al [75] ont fait des expériences en utilisant une aile carrée et des inserts de ruban torsadé en variant le nombre d'inserts de ruban torsadé, les rapports de pas de l'anneau, les rapports de pas de l'aile, les rapports de profondeur de l'aile et le rapport de diamètre de l'anneau. Les résultats ont montré que la transmission de la chaleur était multipliée par 5,66 par rapport à un simple tuyau circulaire. Le nombre de Reynolds 3000 a permis d'obtenir une valeur de performance maximale de 2,74.

En combinant des inserts en ruban torsadé à ailettes et à anneau plein, Datt et al. [76] ont réalisé une étude expérimentale sur un tube d'échangeur de chaleur circulaire avec un nombre d'inserts en ruban torsadé compris entre 1,0 et 4,0. Comparés à un tube circulaire de base, les inserts ont augmenté le transfert de chaleur d'environ 5,66 fois. Les performances thermiques et hydrodynamiques les plus élevées ont été obtenues avec un NTT = 3,0.

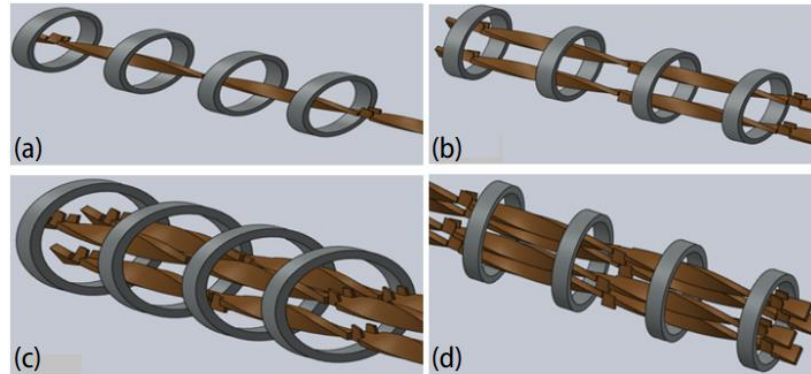


Figure II.18. Schéma d'un ruban torsadé à ailes carrées avec anneaux solides couplés et tube circulaire ; (a) ruban torsadé simple, (b) ruban torsadé double, (c) ruban torsadé triple et (d) ruban torsadé multiple [76]

Dans une étude connexe, Nakhchi et Esfahani [77] ont découvert qu'un ruban torsadé à double coupe en V avec différents rapports de coupe améliorerait considérablement la performance thermique et l'écoulement turbulent par rapport à un ruban torsadé ordinaire, avec une amélioration de 117,4 %. La performance optimale, avec un facteur de performance thermique de 1,83, a été obtenue en utilisant un rapport de torsion (y/w) de 3 à un nombre de Reynolds de 5000. Kapade et al [78] ont également constaté que les rubans torsadés à coupe en V augmentent de manière significative les taux de transfert de chaleur en générant davantage de recirculation et de flux tourbillonnaire. Des coupes plus larges et des rapports de torsion plus faibles augmentent la turbulence et mélangent plus efficacement les couches de fluide, ce qui se traduit par de meilleures performances thermiques.

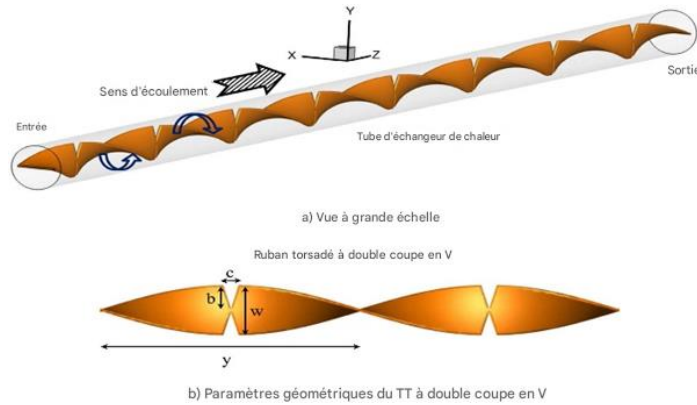


Figure II.19. a) Schéma en vue complète du tube d'échangeur thermique équipé d'un ruban torsadé à double découpe en V, b) paramètres géométriques [77]

Pour les écoulements turbulents, Sarviya et Fuskele [79] ont expérimenté un nouvel insert appelé « ruban torsadé à bords coupés continus ». D'après leurs résultats, avec de faibles taux de torsion, le ruban à bords coupés a significativement augmenté les taux de transfert thermique. Comparés aux tubes lisses et aux rubans torsadés traditionnels, les nouveaux inserts ont augmenté le transfert thermique de 2,23 à 2,21 fois et de 1,42 à 1,63 fois, respectivement. Ce ruban a affiché un rapport de performance supérieur à 1, ce qui dénote des avantages en termes d'économie d'énergie.

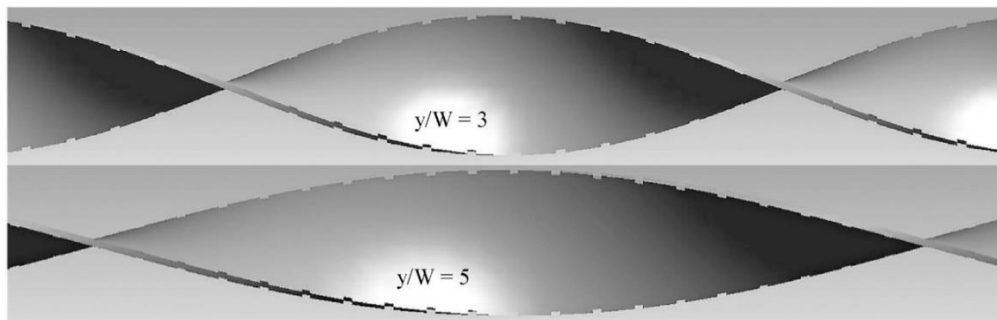


Figure II.20. Inserts en ruban torsadé à coupe rectangulaire continue avec rapport de torsion 5 et 3 [79]

Deux études expérimentales distinctes ont examiné les améliorations apportées aux tubes d'échangeurs de chaleur en utilisant des inserts en ruban torsadé avec différents profils de coupe. Kumar et Prasad [80] se sont concentrés sur les inserts de ruban torsadé à coupe en tambour dans un écoulement d'eau turbulent avec des profondeurs de coupe variables. Ces inserts ont favorisé un meilleur mélange du fluide et un transfert de chaleur accru, en augmentant le nombre de Nusselt de 3,35 à 13,82 %, le facteur de frottement de 5,62 à 26,80 %, et la performance thermique de 1,45 à 6,64 % par rapport à un ruban torsadé classique, tout en restant dans des marges d'erreur acceptables.

De leur côté,, Rajan et al [81] ont évalué les rapports de coupe ($b/c=0,2, 0,35, 0,5, 0,65$) pour le TT en utilisant un profil de coupe hyperbolique double face. Cette modification a amélioré le nombre de Nusselt de 5,74 à 25,22 %, le facteur de frottement de 31,28 à 61,08 % et les performances thermo-hydrauliques de 0,33 à 11,63 %, en particulier à $Re < 16\ 000$. Les corrélations pour les caractéristiques thermo-hydrauliques présentaient des écarts minimes.

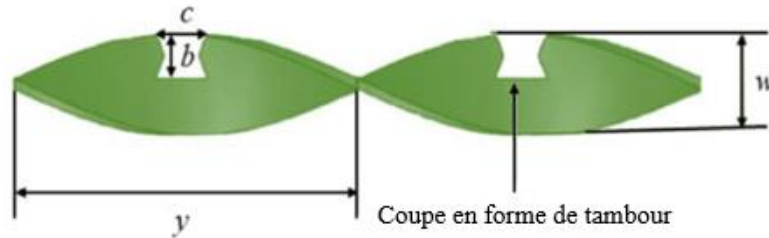


Figure II.21. Schéma du ruban torsadé à coupe en forme de tambour [80]

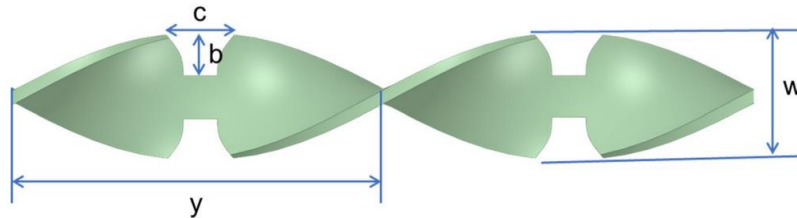


Figure II.22. Schéma du ruban torsadé à coupe hyperbolique double face [81]

L'étude de Promvonge [82] a exploré l'amélioration du transfert de chaleur dans les conduits carrés grâce à une nouvelle approche impliquant des ailettes en V à 30° et des rubans contre-torsadés quadruples. Il a été démontré que, bien qu'une hauteur relative des ailettes plus élevée augmente le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, un pas relatif des ailettes plus élevé a l'effet inverse. Les performances thermiques du ruban contre-torsadé à ailettes en V, avec une hauteur relative des ailettes égale à 0,21 et un pas relatif des ailettes égal à 4, sont supérieures à celles des rubans à simple torsion.

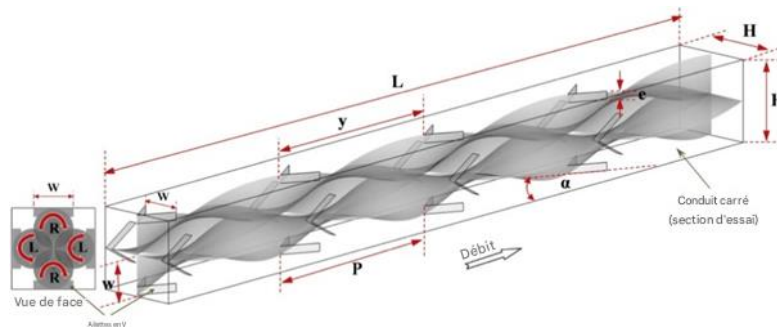


Figure II.23. Conduit carré avec bandes quadruples contre-torsadées et ailettes en V couplées [82]

Dans le même contexte d'étude, en considérant trois angles d'inclinaison des nervures différents ($\beta = 30^\circ, 45^\circ$ et 60°), Hayat et al. [83] ont comparé un ruban torsadé avec des nervures trapézoïdales à un ruban torsadé traditionnel. Les résultats ont révélé que la conception à nervures produisait un meilleur mélange des fluides et un meilleur transfert de chaleur, en particulier à un angle oblique de 60° . Le nombre de Nusselt a augmenté avec des angles d'inclinaison plus élevés, allant de 59,6 % à 172,5 % par rapport à un tube ordinaire. Le facteur de frottement a montré une tendance similaire, allant de 244,2% à 1093,0%. Avec un nombre de Reynolds de 4000 et un angle d'inclinaison de 30° , les performances sont les meilleures, avec un facteur de performance thermique de 1,34.

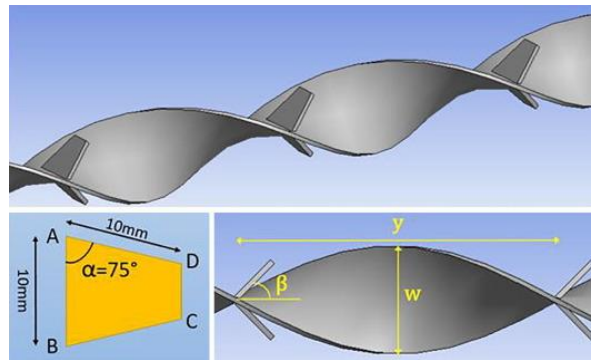
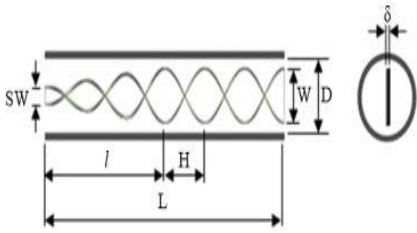

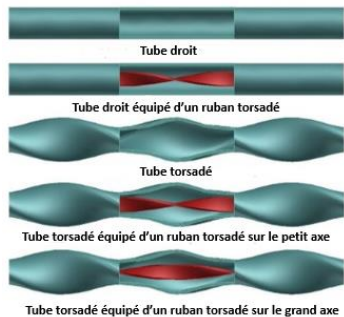
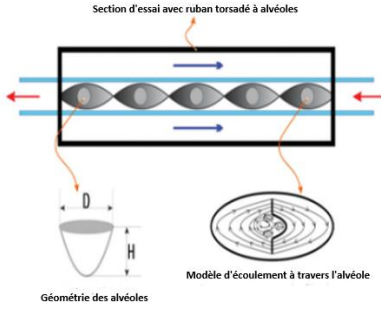
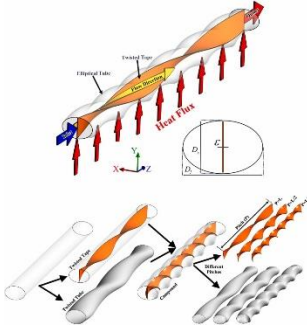
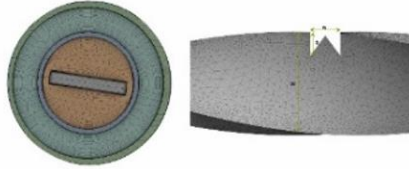



Figure II.24. Configuration géométrique d'un ruban torsadé à nervures trapézoïdales [83]

Tableau II.1. Différentes configurations des rubans torsadés

Ref	Configuration	Fluide de travail et type d'écoulement	Observations
[84]		<p>Air</p> $10000 \leq Re \leq 40000$	<p>Une faible largeur initiale ou une courte longueur de ruban torsadé conique accroît le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, avec des performances thermiques maximales atteignant 1,19 expérimentalement et 1,37 numériquement.</p>
[85]		<p>Air</p> $6000 < Re < 20000$	<p>Les angles en dents de scie (20° à 70°) augmentent le nombre de Nusselt de 158,3 % à 186,2 % par rapport au tube lisse, et leur combinaison avec des rubans torsadés offre de meilleures performances que l'utilisation des rubans torsadés seuls.</p>
[86]		<p>Eau</p> $600 \leq Re \leq 1800$	<p>Le tube torsadé muni de rubans torsadés présente de meilleures performances que le tube droit, avec une amélioration globale accrue par l'augmentation du pas de torsion et du nombre de Reynolds.</p>

<p>[87]</p>		<p>Eau $6000 \leq Re \leq 14000$</p>	<p>Un diamètre de fossette de 5 mm assure les meilleures performances, en offrant des valeurs de Nusselt nettement plus élevées et un PEC maximal. Le facteur de frottement, quant à lui, croît avec la profondeur et le diamètre.</p>
<p>[88]</p>		<p>Eau $250 \leq Re \leq 1000$</p>	<p>Les tubes elliptiques torsadés permettent d'améliorer le transfert thermique tout en limitant les pertes de charge côté enveloppe. Le coefficient de performance reste généralement supérieur à 1, avec une valeur maximale de 1,6 obtenue grâce à la combinaison des tubes elliptiques torsadés et des inserts en ruban torsadé.</p>
<p>[89]</p>		<p>Eau $5500 \leq Re \leq 15300$</p>	<p>Le ruban torsadé à découpe en W améliore le transfert thermique et le facteur de frottement par rapport à un tube lisse, tandis que le coefficient de performance thermique croît avec la profondeur de la découpe.</p>
<p>[90]</p>		<p>Air $6000 \leq Re \leq 20000$</p>	<p>Les tubes munis de déflecteurs torsadés transversaux offrent de meilleures performances que les rubans torsadés classiques, avec</p>

		<p>un coefficient d'amélioration thermique atteignant 1,32. L'augmentation des rapports de torsion et de largeur favorise encore le transfert et l'efficacité thermique.</p>
--	---	--

II.3. Applications des rubans torsadés perforés

Pour les échangeurs de chaleur à double tube, Kumar et al. [91] ont présenté un nouveau ruban torsadé perforé triangulaire avec une découpe en V comme insert. L'utilisation de cet insert améliore les coefficients de transfert de chaleur et d'autres caractéristiques de l'échangeur, selon des études numériques. L'insert stimule l'écoulement tourbillonnaire, ce qui améliore le mélange des fluides et accélère les transferts de chaleur grâce à une énergie cinétique plus turbulente.

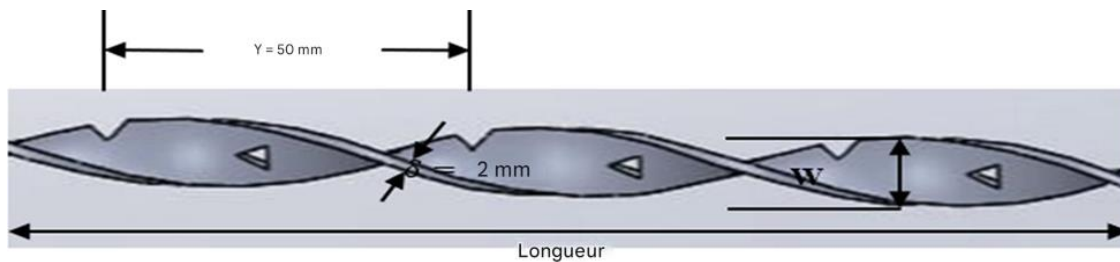


Figure II.25. Ruban triangulaire perforé et torsadé avec découpe en V [91]

Hasanpour et al. [92] ont étudié le transfert de chaleur et le facteur de frottement dans un échangeur de chaleur à deux tubes utilisant des tubes ondulés internes remplis de différents types de ruban torsadé. Le ruban torsadé dans les tubes ondulés a augmenté le nombre de Nusselt et le facteur de frottement en général, à l'exception des rubans perforés, dont les valeurs étaient plus faibles.

Kumar et al. [93] se sont concentrés sur l'utilisation de rubans torsadés, de rubans perforés et de rubans perforés torsadés avec des coupes en double V, afin d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur. Le ruban torsadé perforé avec des rapports de coupe en V spécifiques a montré des performances supérieures, et certaines valeurs (un rapport de torsion de 2 et un rapport de profondeur de coupe en V de 0,27) ont significativement réduit le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

Kumar et Sarviya [94] ont également considéré trois types d'inserts dans leur étude expérimentale : les rubans torsadés simples, doubles coupes en V et à double découpe en V perforés avec différents rapports de torsion. Les améliorations maximales ont été enregistrées respectivement à 2,44 fois et 3,71 fois le tube lisse, à $Re = 4\ 000$ pour $TR = 3$. Les rubans torsadés perforés doubles coupes en V a montré la diminution maximale du nombre de Nusselt et du facteur de frottement par rapport au ruban torsadé à double découpe en V. Les performances thermiques les plus élevées ont été obtenues avec ces inserts doubles à $TR = 3$, ce qui a donné un facteur de 1,71 à $Re = 4\ 000$.

Dehankar et al. [95] ont démontré l'efficacité d'un dispositif de tourbillonnement combiné à un insert en ruban torsadé spécialement conçu pour améliorer l'efficacité du commutateur thermique. Les résultats indiquent une augmentation significative du taux de transfert de chaleur, notamment en écoulement turbulent.

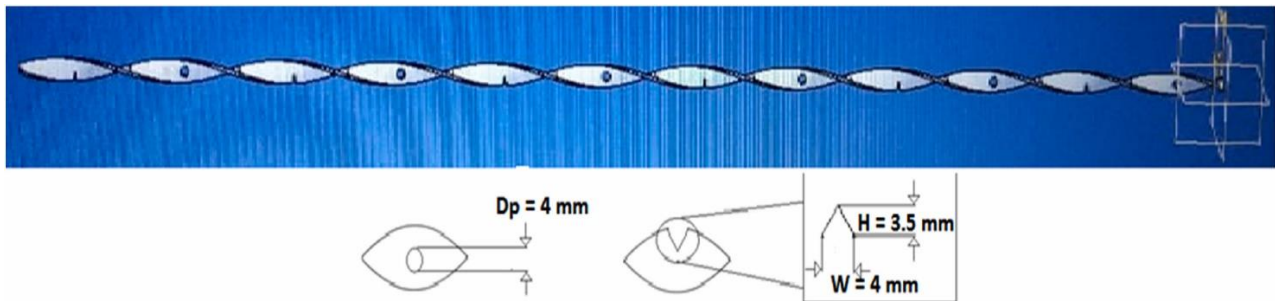


Figure II. 26. Conception d'inserts en ruban torsadé à encoches en V perforées alternées avec spécifications [95]

Mashoofi et al. [96] ont étudié l'utilisation de rubans torsadés perforés axiaux avec différents diamètres de perforation comme alternative aux rubans torsadés simples. L'étude a révélé que les rubans torsadés perforés augmentaient le facteur d'efficacité thermique, en particulier avec des trous de plus grande taille, en raison d'une perte de charge et d'un taux de transfert de chaleur plus faibles, surpassant les rubans torsadés simples, avec un facteur d'efficacité thermique maximal de 1,07.

Abdulhamed et al. [97] étudient l'utilisation de rubans torsadés à grands trous dans les échangeurs de chaleur tubulaires pour des applications industrielles, notamment les capteurs solaires. Des expériences utilisant des générateurs de flux à contre-tourbillon et de l'air ont montré qu'une augmentation du nombre de trous dans les rubans torsadés entraînait une augmentation du nombre de Nusselt, du facteur de frottement et du facteur d'amélioration thermique.

Le facteur de frottement était significativement inférieur à celui des tubes sans ruban (70-94 %), tandis que le nombre de Nusselt était plus élevé (87-97 %). Le facteur d'amélioration thermique maximal signalé était de 89 %.

Bhuiya et al. [98] ont étudié l'impact de l'utilisation d'inserts innovants en ruban triple torsion perforé de porosités variables sur les performances thermiques des échangeurs de chaleur. Les résultats ont montré qu'à mesure que la porosité diminuait, la transmission de chaleur s'améliorait. Ceci est dû au fait que des diamètres de trou plus grands entraînaient un écoulement axial et réduisaient l'intensité du tourbillon. Notamment, à 4,6 % de porosité, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont connu une augmentation substantielle de 320 % et 355 %, respectivement.

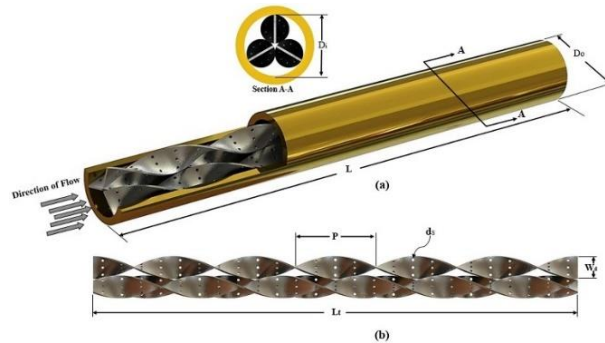


Figure II.27. (a) Géométrie et paramètres géométriques du tube équipé d'un ruban triple torsion perforé [98]

Dans leur étude expérimentale, Ponnada et al. [99] ont comparé les effets de différentes configurations de rubans avec divers rapports de torsion : torsadé, torsadé-perforé et torsadé avec axe alterné sur le transfert de chaleur dans un tube circulaire. Les résultats ont révélé qu'avec des facteurs de frottement plus élevés, les inserts amélioraient le transfert de chaleur, avec des facteurs de performance thermique maximaux de 1,433, 1,396 et 1,24 pour le ruban torsadé avec axe alterné, le ruban torsadé perforé et le ruban torsadé simple respectivement. Globalement, l'étude suggère que la perforation du ruban torsadé améliore significativement le transfert de chaleur, en particulier à des rapports de torsion plus faibles.

Vaisi et al. [100] ont examiné des turbulateurs à ruban torsadé dans des échangeurs de chaleur doubles dans leurs expériences en se concentrant sur la comparaison entre des turbulateurs à ruban torsadé continu et discontinu, avec et sans perforations. Les rubans continus ont été surpassés par les rubans discontinus avec différentes perforations. L'utilisation d'un turbulateur discontinu a augmenté la transmission de chaleur de 8,2 % tout en diminuant la perte de charge de 9,8 %.

Les turbulateurs discontinus perforés ont obtenu de bien meilleurs résultats, améliorant la transmission thermique jusqu'à 20,8 % et réduisant la perte de charge de 27,7 %. Le turbulateur discontinu perforé a obtenu les meilleurs résultats, suivi du turbulateur discontinu sans perforation et du turbulateur continu.

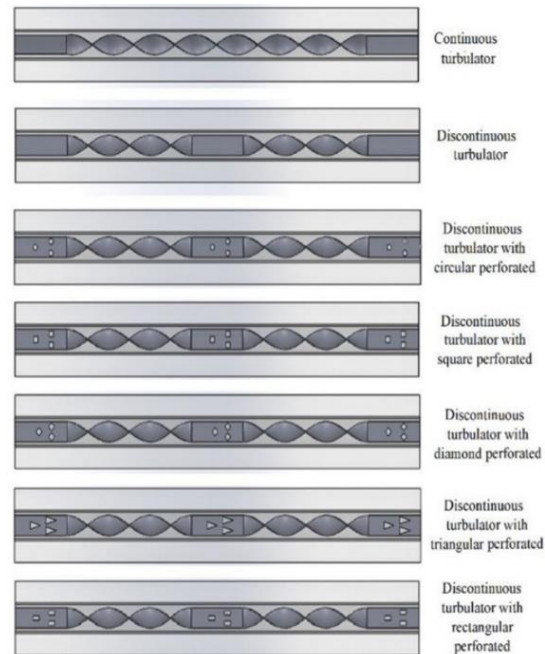


Figure II.28. Schéma des turbulateurs à rubans torsadés [100]

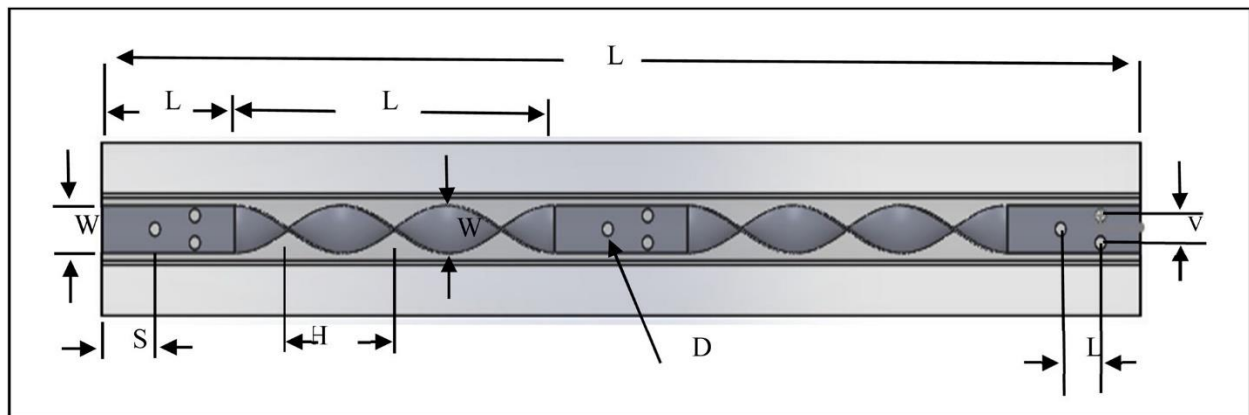


Figure II.29. Caractéristiques dimensionnelles du turbulateur à bandes torsadées discontinues [100]

Dans un tube contenant des mélanges d'éthylène glycol (EG) et d'eau (W), Dagdevir et Ozceyhan [101] ont réalisé une étude expérimentale utilisant des bandes perforées et alvéolées présentant différents rapports de pas.

L'amélioration du transfert thermique était maximale lorsque la bande alvéolée était utilisée selon certains rapports. Pour chaque combinaison, la bande torsadée alvéolée présentant un rapport de pas de 0,25 a montré les meilleures performances thermohydrauliques.

Afsharpanah et al. [102] ont étudié des bandes perforées à torsades régulières et doubles dans des tubes convergents-divergents comportant différents nombres de trous ($N = 0, 1, 2$ et 3) à l'aide d'une simulation 3D. Comparés aux tubes convergents-divergents conventionnels, les rubans torsadés doubles améliorent le nombre de Nusselt jusqu'à 9 %. La perforation des rubans torsadés n'a pas d'impact significatif sur le transfert thermique. Elle diminue le facteur de frottement jusqu'à 396 % par rapport aux rubans torsadés doubles standard à nombre de Reynolds plus élevé. De plus, le nombre de Nusselt, le frottement et le facteur de performance thermique ne sont pas significativement affectés par un nombre accru de trous dans les rubans torsadés.

À l'aide de plusieurs rubans torsadés personnalisés, Afsharpanah et al. [103] ont examiné l'amélioration du transfert de chaleur dans les capteurs solaires. Parmi eux, les rubans perforés à double torsion, bien que présentant les performances les plus faibles, présentent néanmoins des améliorations notables d'environ 9,2 % ($Re = 10\ 000$) et 7 % ($Re = 20\ 000$) par rapport aux tubes simples. En termes d'amélioration du transfert de chaleur, cela les place légèrement en retrait par rapport aux autres configurations de rubans.

Un ruban torsadé rectangulaire perforé est utilisé par Kumar et Sarviya [104] pour améliorer la transmission de chaleur dans les échangeurs de chaleur tubulaires. Le ruban présente des nombres de Nusselt jusqu'à 2,3 fois plus élevés et des facteurs de frottement 3,2 fois plus élevés que les conceptions conventionnelles, et réduit le frottement de 20 % par l'ajout de perforations. À un nombre de Reynolds (Re) de 4 000, le ruban torsadé perforé atteint un facteur de performance thermique maximal de 1,48, soulignant son potentiel significatif pour accroître l'efficacité des échanges thermiques.

Afin d'étudier les effets du nombre de bandes torsadées, de la largeur de perforation, de la torsion et des rapports de profondeur d'aile sur le transfert de chaleur, Suri et al. [105] ont étudié expérimentalement un tube utilisant plusieurs bandes torsadées perforées carrées avec des inserts d'aile. Les recherches ont révélé une augmentation de 6,96 fois du transfert de chaleur et une amélioration de 8,34 fois du facteur de frottement en utilisant ces inserts par rapport à un tube ordinaire. Des résultats optimaux ont été obtenus avec un rapport de largeur de perforation de 0,250, un rapport de torsion de 2,5 et un rapport de profondeur d'aile de 0,167.

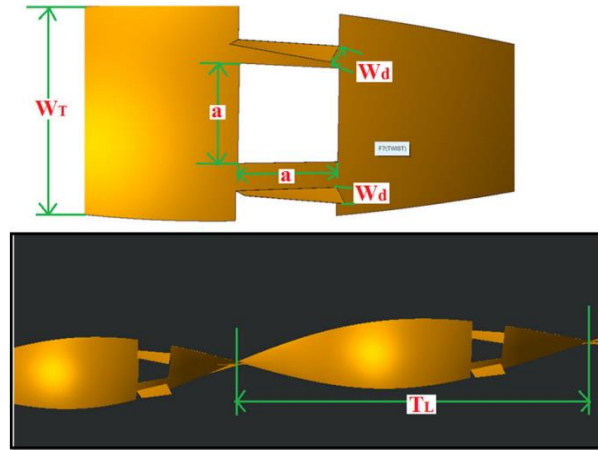

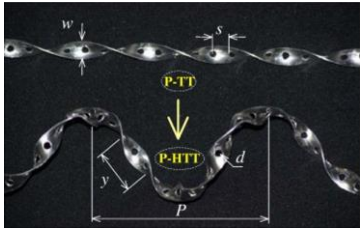
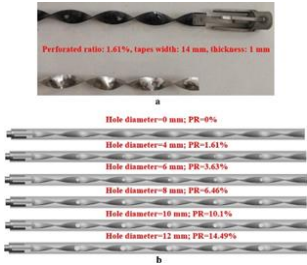
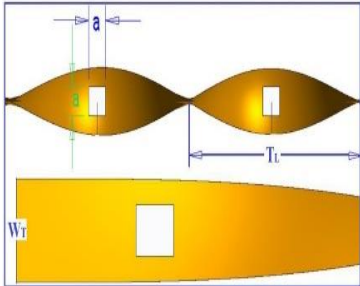
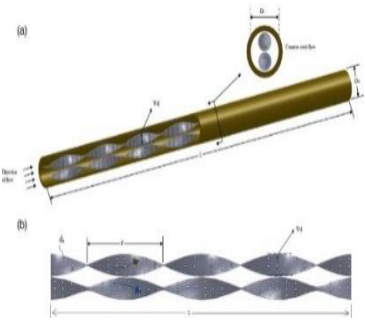

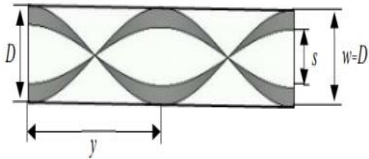
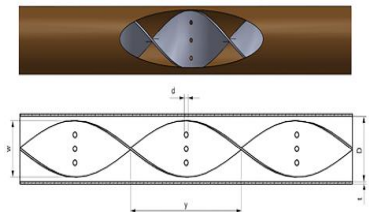


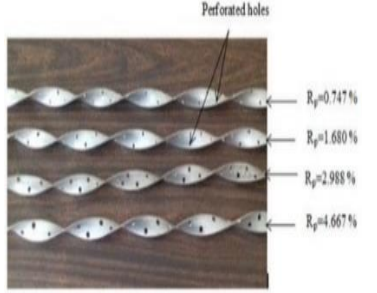
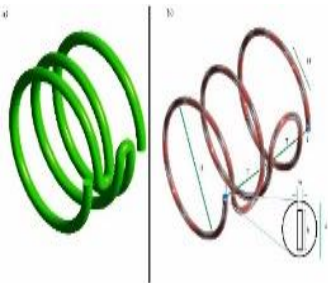
Figure II.30. Vue photographique de bandes torsadées perforées carrées [105]

Tableau II.2. Différentes configurations des rubans torsadés perforés

Ref	Configuration	Fluide de travail et type d'écoulement	Observations
[106]		Air $5000 \leq Re \leq 25000$	Le ruban torsadé perforé à lamelles présente de meilleures performances que le ruban torsadé classique, avec un transfert thermique et une perte de charge accrus, comme le confirment les simulations numériques.
[107]		/ $6000 \leq Re \leq 20000$	Les bandes torsadées hélicoïdales perforées favorisent à la fois l'amélioration du transfert thermique et la diminution de la frottement, effet renforcé par un faible rapport de diamètre et un grand rapport de pas de perforation.
[108]		Eau $12000 \leq Re \leq 45000$	Les bandes torsadées perforées à rotation automatique offrent de meilleures performances thermiques

			<p>que les bandes fixes, et leur rotation dépend fortement du taux de perforation.</p>
<p>[38]</p>		<p>Air $5000 \leq Re \leq 27000$</p>	<p>Les inserts multiples en ruban torsadé perforé permettent d'augmenter significativement le transfert thermique (jusqu'à 5,92 fois) mais entraînent également une hausse notable des pertes de charge (jusqu'à 7,89 fois) par rapport aux tubes lisses et aux rubans torsadés classiques.</p>
<p>[109]</p>		<p>Air $7200 \leq Re \leq 50000$</p>	<p>La diminution de la porosité entraîne une augmentation du nombre de Nusselt, du facteur de frottement et de l'efficacité thermique. L'utilisation de bandes torsadées améliore notablement les performances, avec un transfert de chaleur accru de 80 % à 290 % et un facteur de frottement supérieur de 111 % à 335 % par rapport aux tubes lisses.</p> <p>L'efficacité thermique maximale obtenue atteint 1,44.</p>

<p>[110]</p>		<p>Air $2000 \leq Re \leq 25000$</p>	<p>Les tubes équipés d'inserts réduisent la génération d'entropie par rapport aux tubes lisses, et les bandes torsadées perforées avec un rapport de torsion de 3 offrent la réduction la plus marquée.</p>
<p>[111]</p>		<p>Eau Écoulement laminaire: $400 \leq Re \leq 2000$ Écoulement turbulent: $5000 \leq Re \leq 15000$</p>	<p>Les inserts CP-TT offrent de meilleures performances thermiques que les tubes lisses. Lorsque les rapports de torsion et de coupe diminuent, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent. Le facteur d'amélioration thermique maximal atteint 8,92 en régime laminaire et 1,33 en régime turbulent.</p>
<p>[112]</p>		<p>/ $4859 \leq Re \leq 24000$</p>	<p>Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement croissent avec l'augmentation du rapport largeur/diamètre et la diminution du rapport de torsion/diamètre. À $Re = 5200$, le ruban torsadé atteint la performance thermique maximale (1,35).</p>
<p>[113]</p>		<p>Eau $2100 \leq Re \leq 4250$</p>	<p>Le ruban torsadé perforé utilisé dans un chauffe-eau solaire parabolique favorise à la fois la chute de pression et le transfert de chaleur. L'augmentation de sa porosité entraîne une élévation du nombre de</p>

			<p>Nusselt, du facteur de frottement et du coefficient de transfert thermique, tout en améliorant le rendement instantané, la température de sortie de l'eau et le paramètre d'élévation de température.</p>
[114]		<p>Eau ($10 < Re < 2000$) et ($12000 < Re < 18000$)</p>	<p>Les meilleures performances ont été obtenues avec un rapport de torsion de 15,73 sans perforations, aussi bien en régime laminaire ($Re = 2000$) qu'en régime turbulent ($Re = 17000$). Toutes les configurations CFR ont montré une amélioration du transfert thermique par rapport au tube lisse. Les ratios de performance thermique maximaux atteignaient 1,55 en régime laminaire et 0,99 en régime turbulent, tandis que la présence de perforations n'a pas eu d'impact notable sur ces performances.</p>

II.4. Conclusion

Cette étude bibliographique a mis en évidence l'importance des techniques passives, notamment les surfaces ondulées et perforées, dans l'intensification du transfert de chaleur. Ces méthodes favorisent une meilleure homogénéisation de l'écoulement et améliorent les performances thermiques, mais au prix d'une augmentation des pertes de charge. Les travaux antérieurs montrent la nécessité de rechercher un compromis entre gain thermique et coût énergétique. Ces constats justifient l'orientation du présent travail vers l'analyse numérique de géométries optimisées combinant ondulations et perforations.

Chapitre III

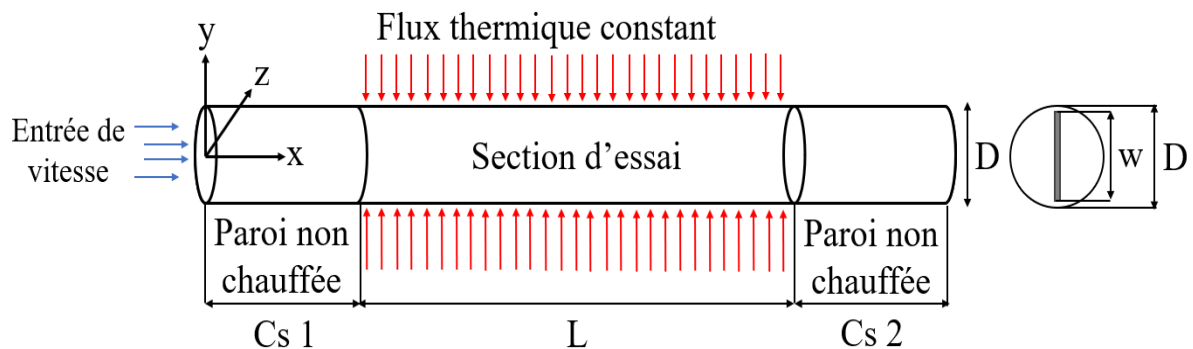
Modélisation mathématique et mise en équations

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous abordons la démarche de modélisation mathématique appliquée aux phénomènes de transfert thermique, en particulier dans le cadre de la convection forcée en milieu confiné. L'objectif est de traduire les lois physiques régissant ces phénomènes en équations mathématiques rigoureuses, permettant ainsi une analyse quantitative précise. Nous présenterons les équations fondamentales de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie) qui constituent la base de toute simulation en mécanique des fluides et en thermique. Ces équations sont ensuite préparées en vue de leur résolution numérique, à travers des méthodes de discrétisation adaptées. Enfin, nous introduisons les outils de simulation utilisés, notamment les logiciels de calcul CFD, afin de relier théorie et pratique dans un contexte d'ingénierie.

III.2. Modèle physique

La géométrie du tube inséré avec du ruban torsadé (TT) et du ruban torsadé hexa-perforé (HPTT) est illustrée à la figure 1. Dans la présente étude, un tube cylindrique horizontal d'un diamètre de 17 mm et d'une longueur de 1800 mm est étudié sous un flux thermique constant de 1200 W/m^2 . La section chauffée s'étend sur 1000 mm, tandis que 400 mm à l'entrée et à la sortie servent de sections de tranquillisation (Cs1 et Cs2). La section chauffée est renforcée par l'insertion de 1000 mm de rubans torsadés avec un rapport de torsion de $y/w = 5$, d'une épaisseur de 1 mm et d'une largeur de 16 mm. Les rubans présentent des perforations hexagonales d'une longueur de 4 mm et des perforations circulaires d'un diamètre de 8 mm. Le tube et les rubans torsadés sont en aluminium et en cuivre, respectivement. Le tableau 1 présente un résumé des configurations de rubans torsadés étudiées. Les propriétés du fluide de travail sont décrites dans le tableau 2.



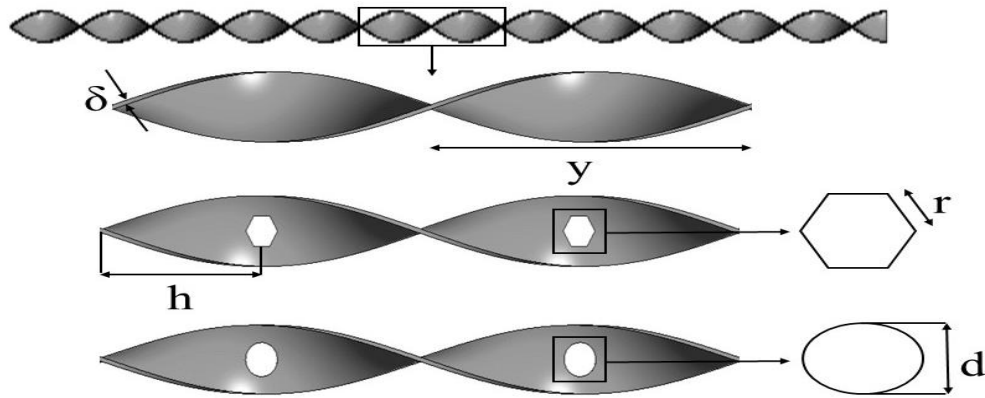


Figure III.1. Configuration physique du tube et des rubans torsadés étudiés : ruban torsadé typique, ruban torsadé hexa-perforé et ruban torsadé perforé circulaire

Table III.1. Résumé des configurations de rubans torsadés étudiés

Configurations	L (mm)	y (mm)	w (mm)	δ (mm)	r (mm)	d (mm)	h (mm)
RT	1000	80	16	1	-	-	-
RTPH	1000	80	16	1	4	-	40
RTPC	1000	80	16	1	-	8	40

Table III.2. Propriétés de l'eau dans des conditions simulées

Propriétés	Valeur
Densité, ρ	998.2 kg/m ³
Conductivité thermique, k	0.6 W/m-k
Chaleur spécifique, Cp	4182 J/kg-k
Viscosité dynamique, μ	0.001003 kg/m-s

III.3. Modélisation mathématique

Le logiciel ANSYS FLUENT a été utilisé pour réaliser l'étude numérique. Il utilise les équations de Navier Stokes, qui sont des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour l'écoulement des fluides. Ces équations gouvernantes sont les suivantes [115]:

Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.1})$$

Équation de quantité de mouvement

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y}] + \frac{\partial}{\partial z} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial z}] \quad (\text{III.2})$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y}] + \frac{\partial}{\partial z} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial z}] \quad (\text{III.3})$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial y}] + \frac{\partial}{\partial z} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial z}] \quad (\text{III.4})$$

Équation d'énergie

- Pour fluide

$$\rho \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(k + \frac{\mu_t C_p}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(k + \frac{\mu_t C_p}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(k + \frac{\mu_t C_p}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{III.5})$$

- Pour solide

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (\text{III.6})$$

k-epsilon réalisable

Le modèle k-ε réalisable [116] vise à fournir des prévisions améliorées dans une gamme de conditions d'écoulement turbulent, ce qui en fait un outil précieux dans les simulations CFD. Il comprend des équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente (k) et le taux de dissipation turbulente (ε), incorporant des termes pour tenir compte de la production, de la viscosité moléculaire et turbulente, et d'autres constantes.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{III.7})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (\text{III.8})$$

$$\text{où : } C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]; \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}; \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Dans ce modèle, ρ représente la densité du fluide, k l'énergie cinétique turbulente et ε le taux de dissipation turbulente. La viscosité tourbillonnaire est désignée par μ_t, tandis que μ fait référence à la viscosité dynamique moléculaire. σ_k et σ_ε sont les nombres de Prandtl turbulents pour k et ε, respectivement. P_k représente la production d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyenne, et P_b représente sa production due aux effets de flottabilité. Y_M représente la contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible à la dissipation de k. S_k est un terme source défini par l'utilisateur pour k. En outre, C₁ est un coefficient de modèle réalisable pour le terme de production de ε, et C₂ est une constante de modèle.

III.3.1. Paramètres adimensionnels de simulation

Le problème est résolu pour différents débits correspondant à différents nombres de Reynolds dans chaque situation décrite comme suit :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (\text{III.9})$$

où ρ est la densité du fluide, v est la vitesse d'écoulement, D est le diamètre de la conduite et μ est la viscosité dynamique du fluide.

Le facteur de frottement moyen, f , est calculé comme suit :

$$f = \frac{\Delta p}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)} \quad (\text{III.10})$$

où Δp est la perte de charge, v est la vitesse de l'eau, L et D représentent respectivement la longueur et le diamètre du tuyau.

Le coefficient de transfert de chaleur local peut être calculé comme suit :

$$h(x) = \frac{Q_w(x)}{T_w(x) - T_b(x)} \quad (\text{III.11})$$

où T_w et T_b représentent respectivement la température moyenne de la paroi et la température de l'écoulement en vrac, et Q_w est la densité du flux de chaleur à la paroi.

Le coefficient de transfert thermique moyen est calculé comme suit :

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (\text{III.12})$$

Le nombre de Nusselt local est calculé comme suit

$$Nu(x) = \frac{Dh(x)}{k} \quad (\text{III.13})$$

où $h(x)$ est le coefficient local de transfert de chaleur par convection, D est le diamètre du tuyau et k est la conductivité thermique du fluide.

Nombre de Nusselt moyen

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad (\text{III.14})$$

Dans des conditions de puissance de pompe constante, le critère d'évaluation des performances (CEP) est déterminé par le rapport entre le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, tel que défini par Webb [117] :

$$PEC = \frac{(Nu/Nu_p)}{(f/f_p)^{1/3}} \quad (\text{III.15})$$

Où Nu_p et f_p sont respectivement le nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement pour le tube lisse.

Le nombre de Nusselt théorique pour le tube lisse est calculé à l'aide des corrélations de Dittus-Boelter [118] et de Chilton-Colburn [119] :

$$Nu_{Dittus} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{III.16})$$

$$Nu_{Chilton} = 0.0125 f Re Pr^{\frac{1}{3}} \text{ with } f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (\text{III.17})$$

Où Pr est le nombre de Prandtl, il peut être calculé comme suit :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{III.18})$$

Le facteur de frottement théorique pour un tube lisse est calculé à l'aide des corrélations de Blasius [120] et de Petukhov [121] :

$$f_{Blasius} = 0.316 Re^{-0.25} \quad (\text{III.19})$$

$$f_{Petukhov} = (0.79 \ln Re^{1.64})^{-2} \quad (\text{III.20})$$

III.4. Validation du modèle

III.4.1. Indépendance du maillage

Des tests d'indépendance de la grille ont été effectués pour plusieurs maillages avec des nombres d'éléments allant de 0,2 à 3,5 millions. La figure 2 présente la vérification de la sensibilité de la grille, tandis que la figure 3 montre la grille typique et le tableau 3 le rapport de test pour Nu et f. La différence entre les valeurs de Nu et f pour les grilles de 2,6 et 3,5 millions d'éléments est très faible, soit 0,10 % et 0,20 % respectivement. Par conséquent, afin de réduire le temps de calcul tout en conservant la précision souhaitée, une grille de 2,6 millions d'éléments a été sélectionnée pour les simulations CFD ultérieures.

Table III.3. Test d'indépendance du maillage

Nombre d'éléments (million)	Nu	Erreur (%)	f	Erreur (%)
0.2	104,4190	/	0,03190	/
0.5	114,5058	9,6599	0,03038	5,0032
0.7	115,5868	0,9440	0,03002	1,1992
1.1	113,5685	1,7461	0,02965	1,2478
1.6	112,8458	0,6363	0,02941	0,4403
2.1	112,1455	0,6205	0,02941	0,3740
2.6	111.8143	0,2953	0.02932	0,3069

3.5

111.6986

0,1034

0.02926

0,2050

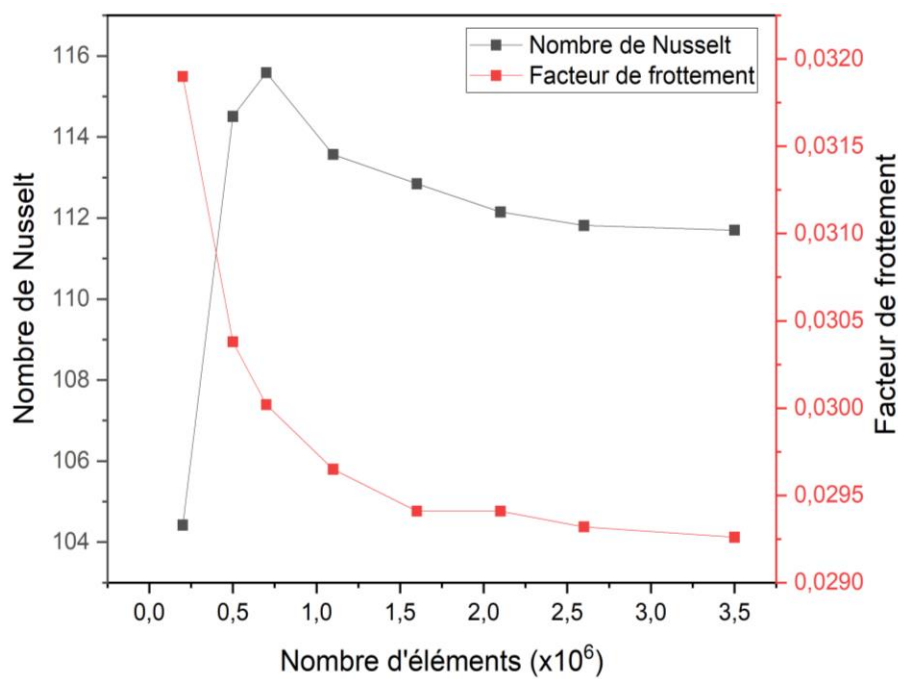


Figure III.2. Vérification de la sensibilité du maillage

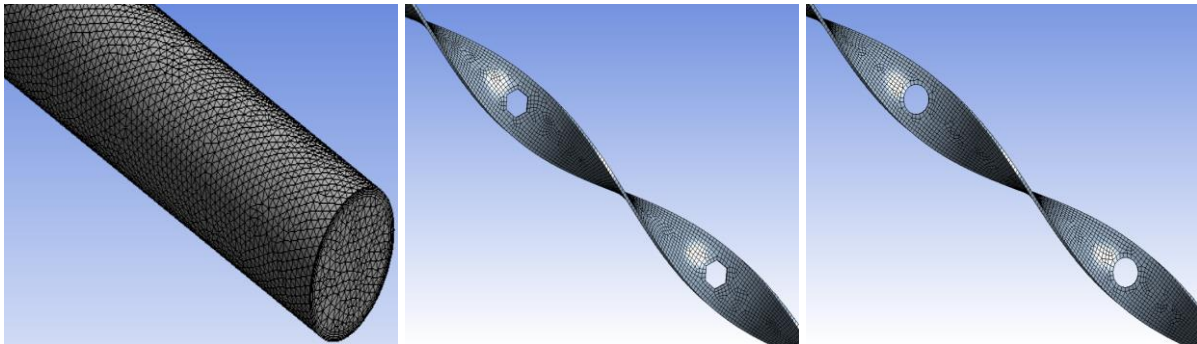


Figure III.3. Modèle de grille d'un tube simple et de rubans torsadés perforés

III.4.2. Conditions aux limites

Après avoir généré le maillage, les conditions aux limites sont appliquées. Le cuivre a été utilisé comme matériau pour le ruban torsadé et l'aluminium pour le tube, l'eau étant le fluide de travail sous un flux thermique constant de 1200 W/m^2 . La condition de vitesse d'entrée a été choisie à l'entrée pour un nombre de Reynolds compris entre 5000 et 20000 et une température de 26°C .

Pour toutes les configurations, l'intensité de la turbulence est de 5 %. Pour la paroi du tube, la condition de non-glissement a été choisie et le transfert de chaleur vers le ruban torsadé est

considéré comme négligeable. Une discrétisation de second ordre et la méthode SIMPLE ont été utilisées, avec un critère de convergence de 10^{-9} pour l'énergie et de 10^{-6} pour les autres équations.

III.5. Validation de la simulation

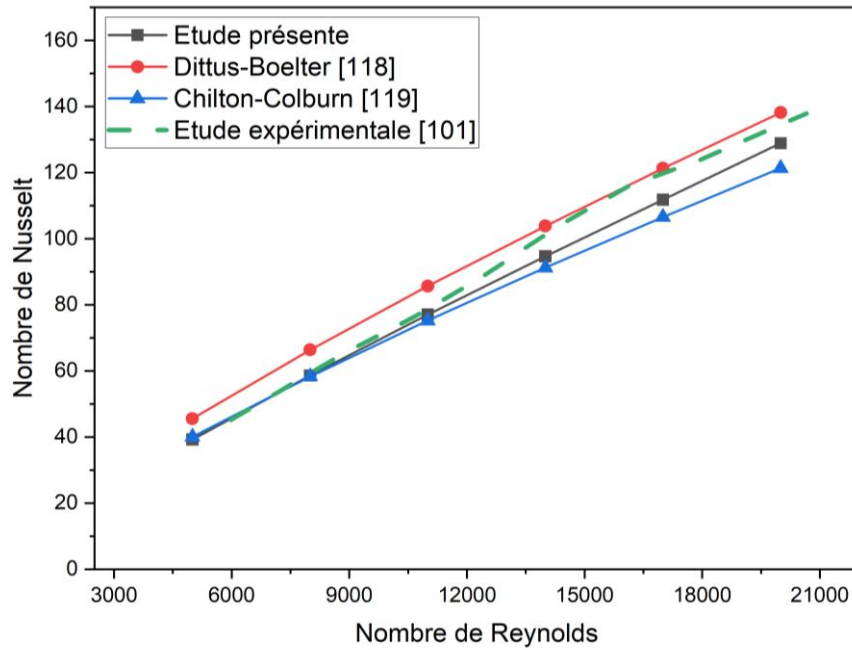


Figure III.4. Validation du nombre de Nusselt pour un tube lisse

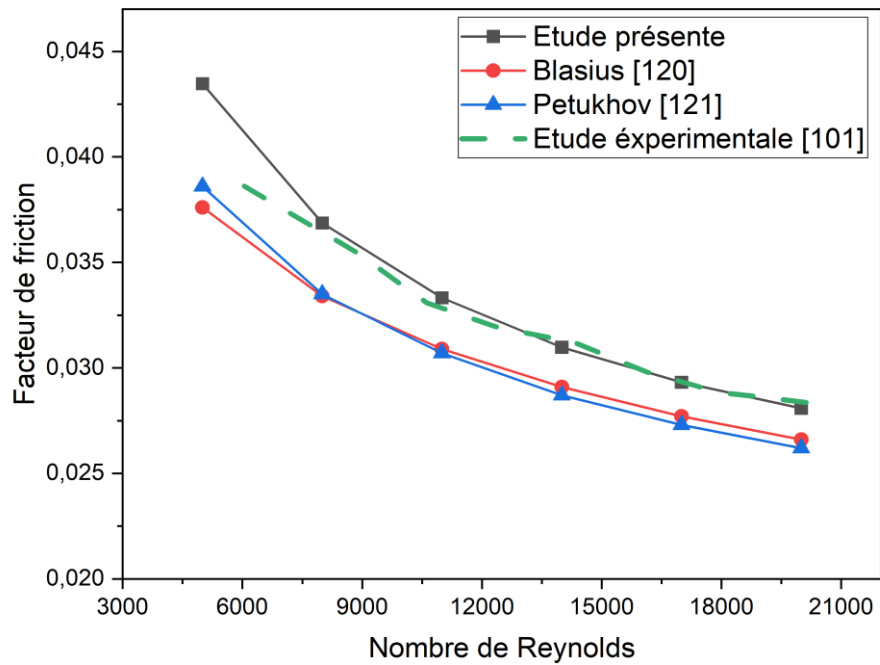


Figure III.5. Validation du facteur de frottement pour un tube lisse

Afin de valider les résultats numériques de la présente étude, les résultats prédits pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont été comparés aux données expérimentales fournies par T. Dagdevir et V. Ozceyhan [101], ainsi qu'aux corrélations bien établies de Dittus-Boelter [118], Chilton-colburn [119], Blasius [120] et Petukhov [121], comme le montrent les figures 4 et 5.

Les figures montrent que les résultats de la CFD dans la présente étude sont en bon accord avec les données. En ce qui concerne le nombre de Nusselt, les écarts vont de 0,53 % à 13,88 % avec les corrélations de Dittus et Chilton et de 1,31 % à 13,07 % avec les données expérimentales. Parallèlement, les écarts vont de 5,27 % à 13,50 % avec le modèle de Blasius et Petukhov, et de 0,56 % à 11,15 % avec les résultats expérimentaux pour le facteur de frottement. Par conséquent, les prédictions numériques de cette étude démontrent un niveau raisonnable de précision.

III.6. Conclusion

Ce chapitre a permis de poser les bases théoriques nécessaires à l'étude des phénomènes de transfert de chaleur en convection forcée. La modélisation mathématique, fondée sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, constitue un cadre rigoureux pour décrire et analyser ces processus. La préparation de ces équations en vue de leur résolution numérique, à travers des méthodes de discrétisation, assure la transition vers l'application pratique des outils de simulation. Ainsi, l'introduction des logiciels de calcul CFD ouvre la voie à une mise en œuvre concrète, où la théorie se conjugue à la simulation pour offrir une compréhension approfondie et prédictive des écoulements et transferts thermiques étudiés dans ce travail.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'analyse des résultats obtenus au cours de cette étude. Les différentes simulations/expériences réalisées ont permis de mettre en évidence l'influence des paramètres étudiés sur les performances thermiques et hydrodynamiques du système. Les résultats sont organisés de manière progressive afin de faciliter leur compréhension et leur interprétation.

Dans un premier temps, les données brutes issues des calculs et observations seront exposées sous forme de graphiques, de tableaux et de contours caractéristiques. Ensuite, une analyse détaillée sera proposée afin de dégager les tendances principales, d'identifier les phénomènes physiques dominants et de discuter les effets observés. Enfin, une comparaison avec les travaux antérieurs sera effectuée, permettant de situer les apports de la présente étude et de valider les résultats obtenus.

IV.2. Résultats et discussions

IV.2.1. Contours de vitesse

Afin de mieux comprendre la dynamique des fluides dans chaque configuration testée, les contours de vitesse ont été analysés à trois sections transversales clés : $x = 0$ m, $x = 0,52$ m et $x = 1$ m. Ces contours fournissent des informations précieuses sur la façon dont le flux se développe et comment il affecte le transfert de chaleur.

Dans le tube lisse, les contours de vitesse à l'entrée montrent un écoulement turbulent pleinement développé, avec une vitesse maximale au centre du tube et une diminution progressive vers les parois en raison des effets de viscosité. Ce schéma est typique de l'écoulement turbulent dans les tuyaux lisses. Lorsque le fluide se déplace le long du tuyau, la distribution de la vitesse reste stable, sans perturbations notables. L'absence de perturbation de l'écoulement entraîne un mélange radial limité et une perturbation minimale de la couche limite thermique, ce qui se traduit par une performance de transfert thermique plus faible. Cette configuration sert de référence, avec le nombre de Nusselt et la perte de charge les plus faibles.

L'introduction d'un ruban torsadé simple (RT) modifie considérablement le schéma d'écoulement. La forme du ruban force le fluide à effectuer un mouvement tourbillonnaire, dirigeant le fluide du centre vers la paroi et vice versa. Au milieu du tuyau, le flux tourbillonnant est bien développé, créant des flux secondaires et des zones de recirculation.

Ces effets renforcent la turbulence, perturbent la couche limite thermique et favorisent le mélange, améliorant ainsi le transfert de chaleur. À la sortie, le tourbillon s'affaiblit légèrement mais reste plus actif que dans le tube lisse, ce qui se traduit par une distribution de vitesse plus uniforme. Dans le ruban torsadé perforé circulairement (RTPC), l'écoulement devient plus complexe en raison de la présence de perforations. Celles-ci permettent au fluide de passer à travers le ruban, ajoutant une perturbation supplémentaire au mouvement tourbillonnaire principal. Au milieu, l'écoulement est plus mélangé que dans le RT, avec une interaction plus forte entre le cœur du tuyau et les régions de la paroi.

À la sortie, les contours montrent un mélange radial amélioré et un profil de vitesse plus uniforme. Cela conduit à un meilleur transfert de chaleur. Pour le ruban torsadé hexagonal perforé (RTPH), les perforations hexagonales ont un effet plus important sur l'écoulement. Les contours de vitesse montrent des perturbations plus prononcées, en particulier dans la section centrale, où l'écoulement devient très mélangé et instable. Le mouvement radial et la variation de vitesse sont plus importants dans le tuyau, ce qui indique une interaction plus forte entre les couches de fluide. Cela permet de briser plus efficacement la couche limite thermique et d'augmenter le transfert de chaleur. Près de la sortie, l'écoulement reste énergique et irrégulier, avec un niveau de mélange élevé maintenu sur toute la longueur du tuyau.

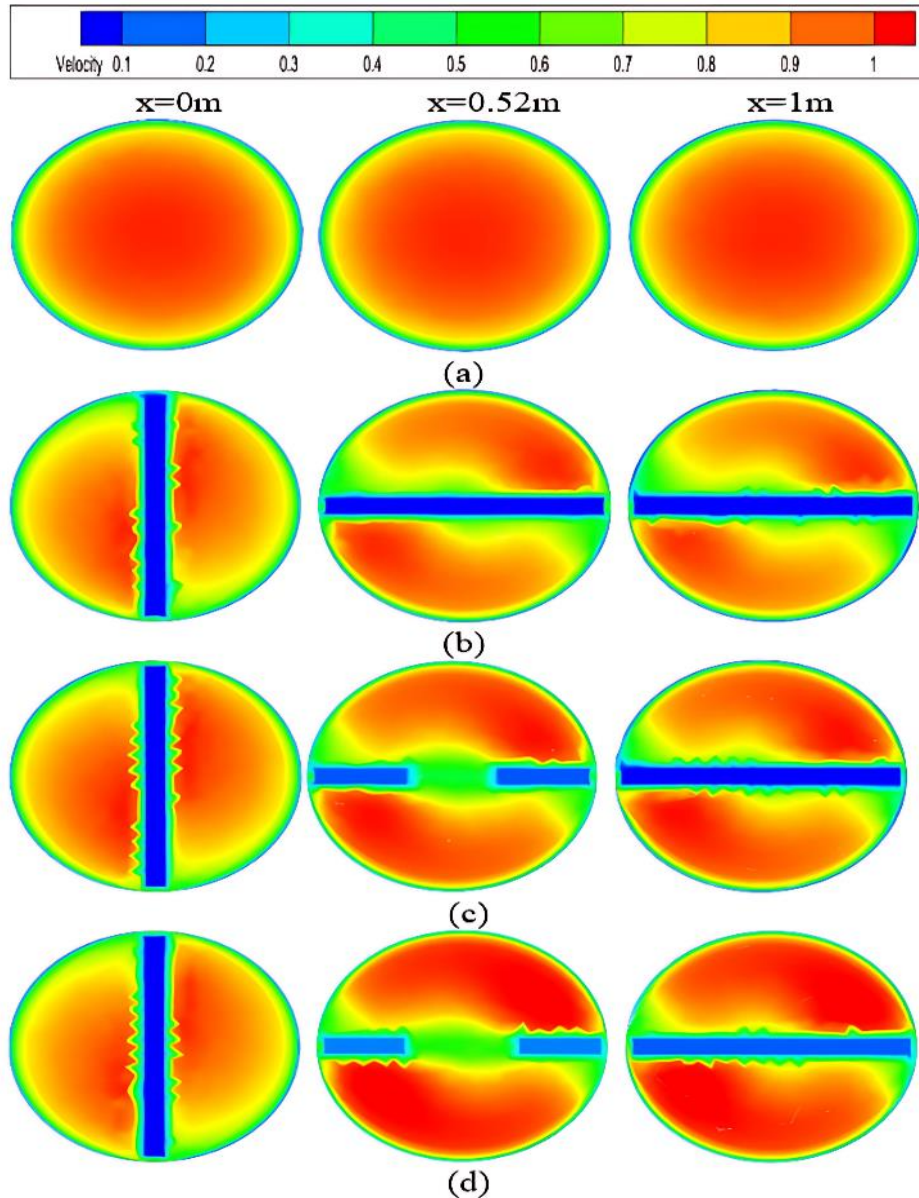


Figure IV.1. Profil de vitesse pour (a) TL (b) RT (c) RTPC et (d) RTPH à $Re = 14000$ et $x = 0$ m, $x = 0,52$ m et $x = 1$ m

IV.2.2. Contours de Température

Pour évaluer l'influence des inserts en ruban torsadé sur le transfert de chaleur, les contours de température ont été évalués à trois positions axiales : $x = 0$ m, $x = 0,52$ m et $x = 1$ m pour toutes les configurations à $Re = 14000$. Ces contours visualisent la propagation de la chaleur à travers la section transversale du tuyau et montrent l'efficacité avec laquelle les inserts améliorent le mélange des températures. Le flux d'entrée pleinement développé fournit une condition limite thermique constante pour une comparaison équitable.

Dans toutes les configurations, les températures les plus élevées sont observées près de la paroi du tube, puis diminuent progressivement vers le centre. Dans le tube lisse, où aucune perturbation de l'écoulement n'est introduite, les contours de température présentent une structure stratifiée typique. À l'entrée, une fine couche limite thermique commence à se former près de la paroi. À mesure que l'écoulement progresse vers l'aval, la zone chaude près de la paroi s'épaissit, tandis que le cœur reste relativement froid. Ce mélange limité entraîne un faible transfert de chaleur par convection, le transfert de chaleur se produisant principalement par conduction près de la paroi.

Avec l'insertion d'un ruban torsadé simple (RT), la structure du flux change sensiblement. Le mouvement tourbillonnaire induit par la torsion améliore le mouvement radial du fluide, favorisant un meilleur transfert de chaleur de la paroi vers le centre du tuyau.

Au niveau de la section centrale, la température est répartie de manière plus uniforme grâce à un mélange convectif plus intense. À la sortie, les contours montrent une stratification thermique réduite, confirmant une amélioration significative du transfert de chaleur par convection.

Dans la configuration à ruban torsadé perforé circulairement (RTPC), le champ thermique bénéficie à la fois du mouvement tourbillonnaire et des perturbations supplémentaires causées par les perforations. À mesure que l'écoulement se déplace vers l'aval, ces trous introduisent un mélange localisé qui accélère l'égalisation de la température entre les régions de la paroi et du noyau. Cet effet devient plus prononcé dans les sections centrales et de sortie, où les contours montrent un champ de température plus uniforme, indiquant une performance thermique améliorée.

Le ruban torsadé hexagonal perforé (RTPH) offre l'amélioration la plus significative en matière de transfert thermique. Les perforations hexagonales génèrent des flux secondaires plus puissants, ce qui se traduit par un mélange plus vigoureux dans l'ensemble du tuyau. Au niveau de la section centrale, le champ de température devient très uniforme et, à la sortie, la stratification thermique est presque entièrement éliminée. Cette configuration présente l'amélioration la plus importante en matière de transfert thermique parmi tous les cas étudiés.

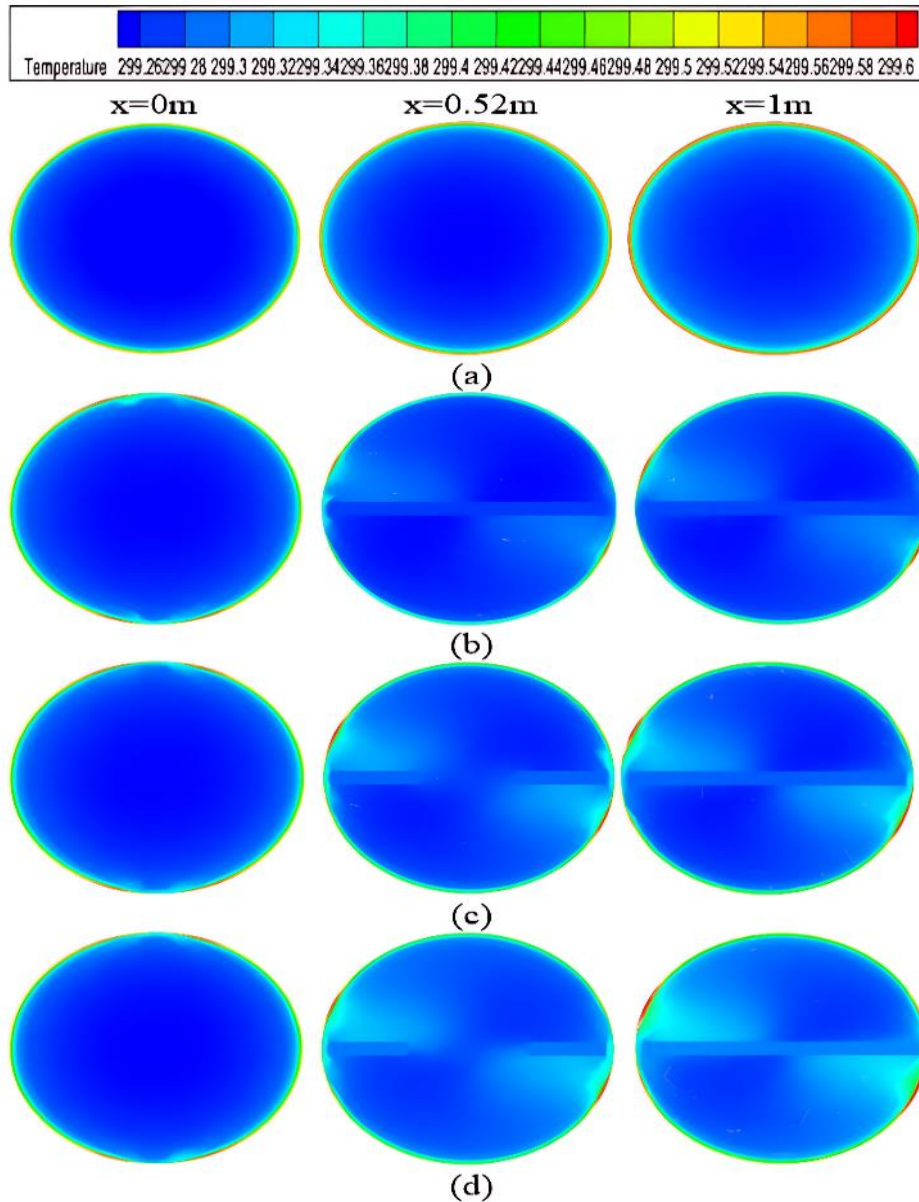


Figure IV.2. Profil de température pour (a) TL (b) RT (c) RTPC et (d) RTPH à $Re = 14000$ et $x = 0 m$, $x = 0,52 m$ et $x = 1 m$

IV.2.3. Transfert de chaleur

Application 1 : Effet du ruban torsadé (RT)

La figure IV.3 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour le tube lisse (TL) et le ruban torsadé lisse (RT). Ces résultats permettent de quantifier l'effet d'un insert simple sur le transfert de chaleur dans un tube circulaire.

Le tube lisse sert de référence et présente les valeurs les plus faibles de Nusselt, reflétant un écoulement faiblement turbulent avec une couche limite thermique relativement épaisse. Dans ce

cas, le transfert de chaleur est limité par conduction dans la couche limite près de la paroi, et le profil de vitesse reste relativement parabolique, sans perturbations significatives.

L'introduction du ruban torsadé lisse induit un écoulement tourbillonnaire secondaire qui perturbe fortement la couche limite thermique et augmente la surface efficace de transfert de chaleur. Ces tourbillons créent un mélange transversal du fluide, rapprochant les fluides chauds du noyau vers les parois et améliorant la convection. Le trajet du fluide devient plus long, augmentant ainsi le temps de séjour, ce qui favorise un transfert thermique plus important.

D'un point de vue quantitatif, le Nusselt moyen pour le RT est d'environ 62,37 % supérieur à celui du tube lisse, ce qui montre une amélioration significative même sans perforations.

Cependant, cette augmentation vient avec une hausse notable du facteur de frottement, qui sera discutée dans la section suivante. Ces résultats confirment que les inserts de type RT seul améliorent efficacement le transfert thermique, mais qu'ils ne représentent pas encore la solution optimale, surtout si l'on considère le compromis entre gain thermique et pertes de charge.

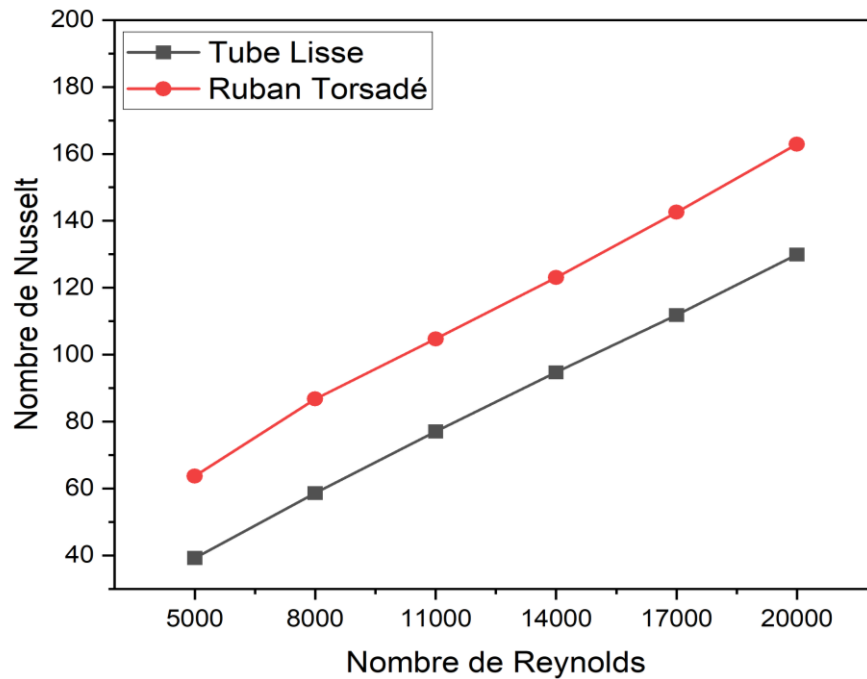


Figure IV.3. Variations de Nu avec Re pour TL et RT

Application 2 : Effet du ruban torsadé perforé en cercle (RTPC)

La figure IV.4 compare maintenant le RT et le ruban torsadé perforé circulaire (RTPC), mettant en évidence l'impact des perforations circulaires sur le Nusselt moyen.

L'ajout de perforations circulaires permet au fluide de passer à travers les ouvertures du ruban, générant des schémas d'écoulement secondaires supplémentaires et intensifiant la turbulence. Cette configuration favorise un mélange plus homogène et une réduction de la stratification thermique dans le tube.

Le Nusselt moyen pour le RTPC est d'environ 65,85 % supérieur au tube lisse, légèrement plus élevé que pour le RT. L'effet des perforations est particulièrement visible à des nombres de Reynolds élevés, où la convection forcée domine, car elles créent des zones locales de turbulence qui perturbent encore plus efficacement la couche limite thermique.

Cette configuration montre que les perforations circulaires améliorent la performance thermique au-delà de ce qu'un ruban torsadé lisse peut offrir seul, en optimisant le mélange du fluide tout en maintenant une distribution relativement uniforme de la température.

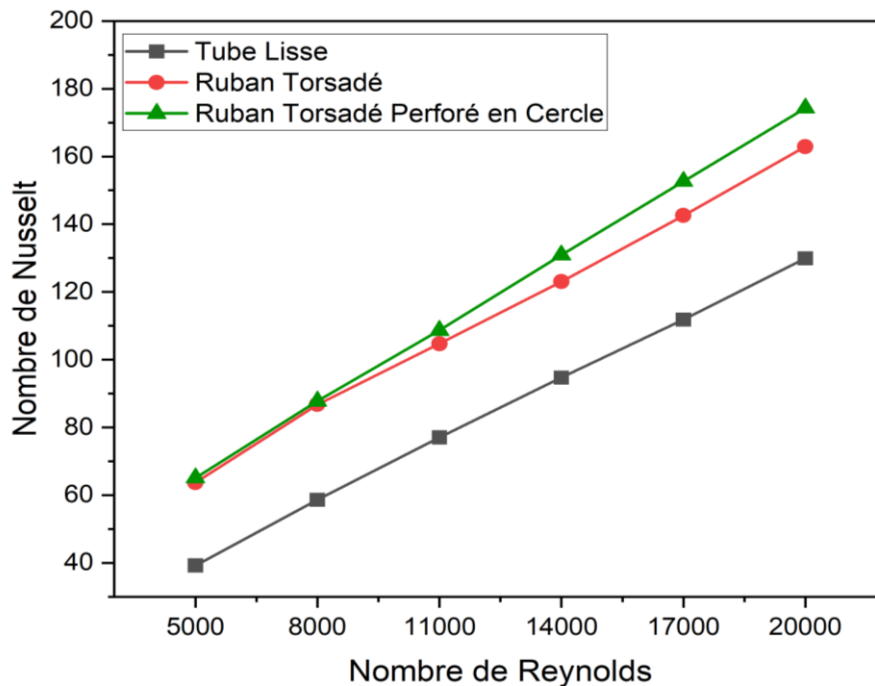


Figure IV.4. Variations de Nu avec Re pour TL, RT et RTPC

Application 3 : Effet du ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH)

La figure IV.5 inclut enfin le ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH), permettant une comparaison complète entre toutes les configurations.

Le RTPH présente le Nusselt moyen le plus élevé (~76,27 % supérieur au TL). La géométrie hexagonale complexe favorise la formation de tourbillons plus intenses et un mélange très

homogène des fluides, réduisant presque totalement la stratification thermique. Le fluide est fortement brassé entre la zone centrale et la paroi du tube, ce qui maximise le transfert thermique.

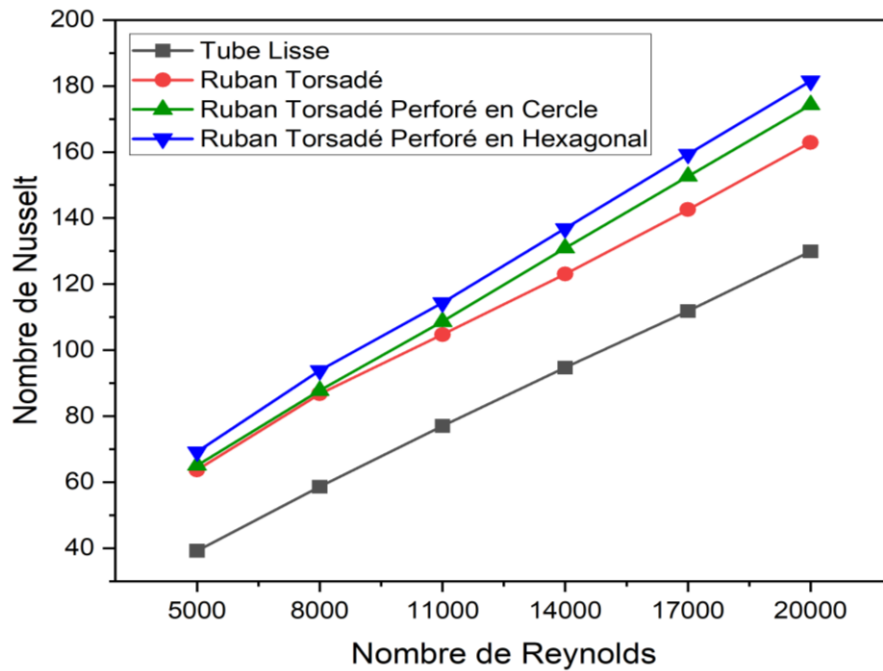


Figure IV.5. Variations de Nu avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH

Comparaison globale du nombre de Nusselt

La figure IV.6 illustre l'évolution du rapport Nu/Nu_p en fonction du nombre de Reynolds pour l'ensemble des configurations étudiées.

On observe d'abord que, pour toutes les géométries, Nu/Nu_p décroît légèrement avec l'augmentation de Re. Cela signifie que l'apport relatif des inserts est plus marqué à faibles débits, alors qu'à hauts débits la convection forcée tend à dominer et à réduire la différence avec le tube de référence. Malgré cette décroissance, une hiérarchie claire se maintient : le RT présente le gain le plus faible, suivi du RTPC, tandis que le RTPH demeure la configuration la plus performante sur tout le domaine de Reynolds. Cette supériorité du RTPH s'explique par la combinaison des effets tourbillonnaires du ruban torsadé et des perturbations additionnelles induites par les perforations hexagonales, qui favorisent un mélange plus homogène du fluide et une intensification des transferts thermiques.

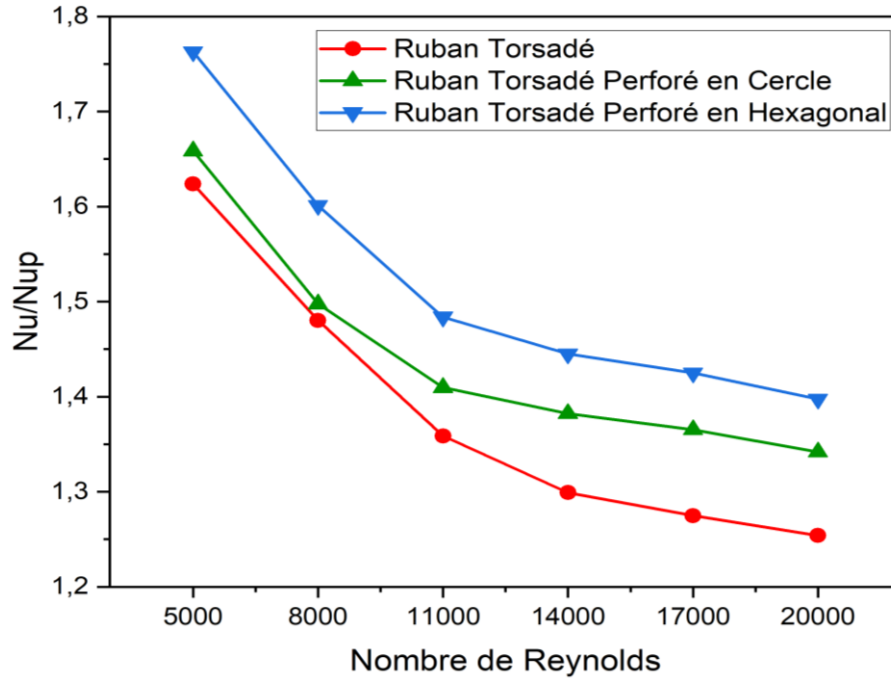


Figure IV.6. Variations du rapport entre les nombres de Nusselt Nu/Nu_p et Re pour TL, RT, RTPC et RTPH

IV.2.4. Facteur de frottement

Application 1 : Effet du ruban torsadé (RT)

La figure IV.7 illustre la variation du facteur de frottement (f) en fonction du nombre de Reynolds pour le tube lisse (TL) et le tube muni d'un ruban torsadé lisse (RT). Comme attendu, le tube lisse présente les valeurs de frottement les plus faibles, traduisant une résistance minimale à l'écoulement, grâce à l'absence d'obstacles et à la surface intérieure parfaitement régulière. Dans ce cas, les pertes de charge se limitent essentiellement aux frottements visqueux classiques entre le fluide et la paroi.

L'introduction d'un ruban torsadé lisse modifie profondément le comportement de l'écoulement. Le RT génère des écoulements tourbillonnaires secondaires qui, bien que favorables au transfert thermique, augmentent considérablement l'interaction entre le fluide et les parois. Il en résulte une hausse importante du facteur de frottement, de l'ordre de 150 % par rapport au tube lisse. Cette augmentation est liée à la perturbation du profil d'écoulement, à l'augmentation de la turbulence locale et à l'allongement du trajet du fluide dans le tube.

Ainsi, si le RT constitue une solution efficace pour intensifier le transfert thermique, il induit en contrepartie une pénalité hydraulique notable, qui doit être prise en compte dans l'évaluation globale des performances.

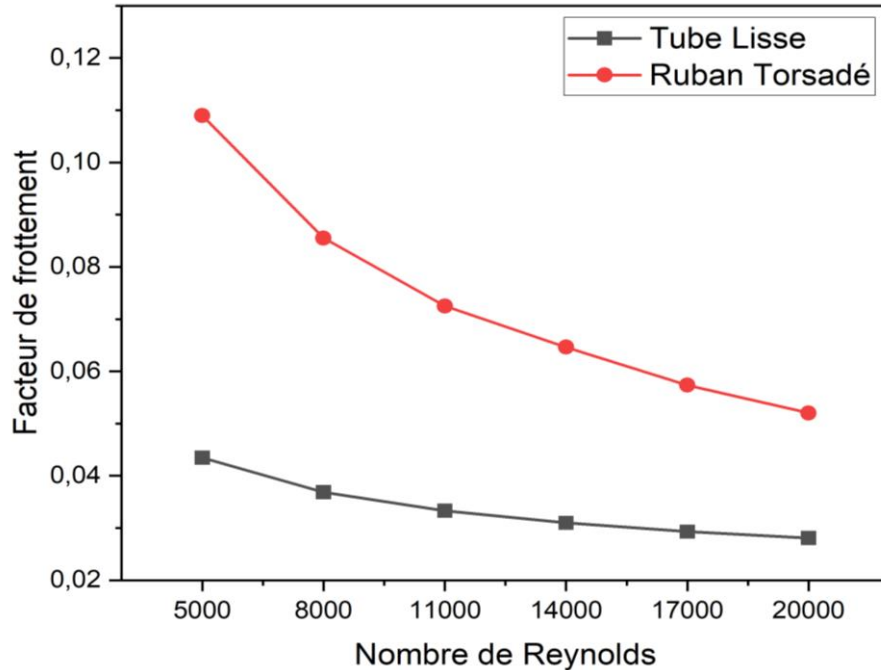


Figure IV.7. Variations du f avec Re pour TL et RT

Application 2 : Effet du ruban torsadé perforé en cercle (RTPC)

La figure IV.8 illustre la variation du facteur de frottement pour le tube lisse (TL), le tube muni d'un ruban torsadé lisse (RT) et celui équipé d'un ruban torsadé perforé circulaire (RTPC). Comme dans le cas précédent, toutes les configurations montrent une diminution du facteur de frottement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

L'ajout de perforations circulaires au ruban torsadé se traduit par une nouvelle augmentation du facteur de frottement par rapport au RT. Cette élévation s'explique par deux mécanismes principaux :

- D'une part, les perforations induisent un écoulement secondaire à travers les ouvertures, générant des zones de recirculation et des tourbillons supplémentaires ;
- D'autre part, elles augmentent la surface de contact fluide-paroi et intensifient les perturbations de l'écoulement principal. Ainsi, bien que le frottement diminue globalement avec Re , le RTPC maintient un niveau de pertes plus élevé que le RT sur toute la plage étudiée.

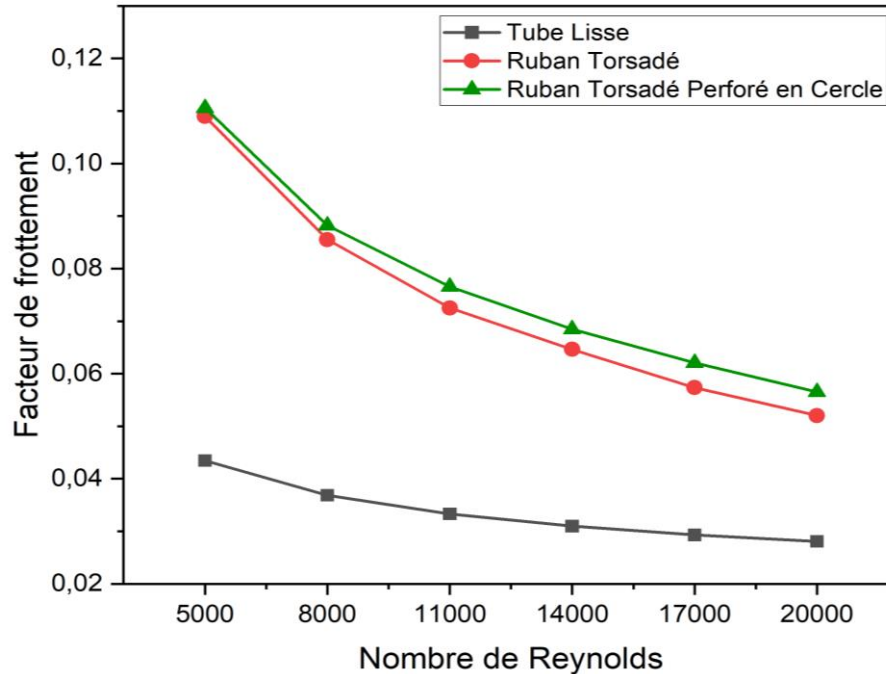


Figure IV.8. Variations du f avec Re pour TL, RT et RTPC

Application 3 : Effet du ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH)

La figure IV.9 présente les résultats pour les quatre configurations : TL, RT, RTPC et RTPH. On constate la même tendance générale de diminution du facteur de frottement avec l'accroissement du nombre de Reynolds. Le tube lisse reste le cas le plus favorable du point de vue des pertes de charge. Le RT et le RTPC montrent des frottements accrus, liés respectivement à l'induction de l'écoulement tourbillonnaire et aux effets additionnels des perforations circulaires. Le ruban torsadé perforé hexagonal (RTPH) génère toutefois le facteur de frottement le plus élevé parmi toutes les configurations. Sa géométrie complexe provoque une intensification notable des tourbillons et une obstruction plus marquée du passage du fluide. L'écoulement est donc davantage perturbé, ce qui se traduit par des pertes de charge supérieures. Ce comportement souligne le compromis entre l'efficacité thermique recherchée et la pénalisation hydraulique engendrée par l'augmentation de la complexité géométrique.

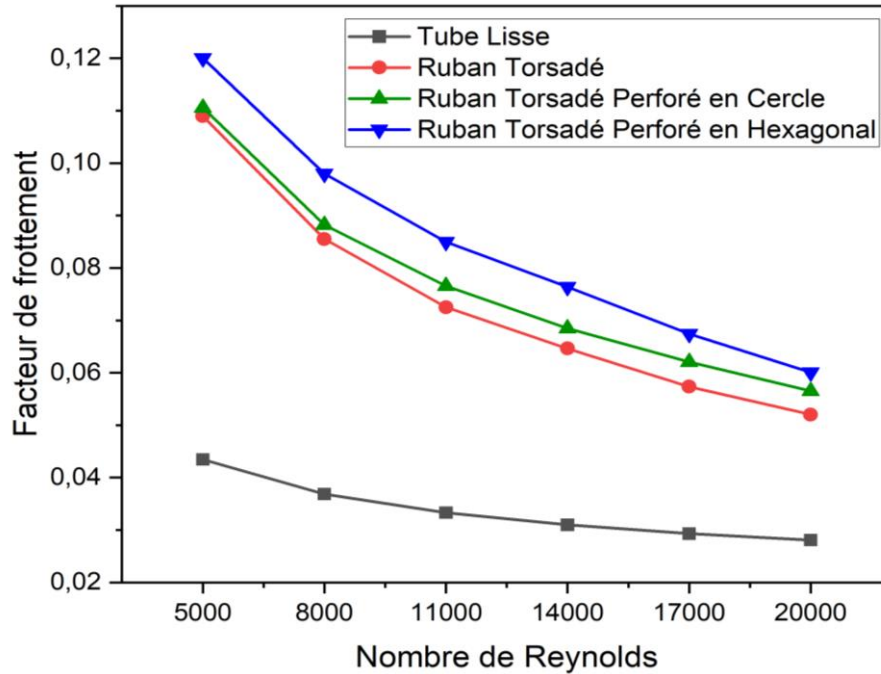


Figure IV.9. Variations du f avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH

Comparaison globale du facteur de frottement

La figure IV.10 présente la variation du rapport du facteur de frottement (f/f_p) en fonction du nombre de Reynolds pour un tube équipé de bandes torsadées. Il est évident que le rapport du facteur de frottement diminue progressivement à mesure que le nombre de Reynolds augmente, reflétant l'effet relatif réduit de l'obstruction du flux à des vitesses plus élevées où les forces d'inertie prédominent.

Bien qu'une tendance à la baisse soit observée, toutes les configurations présentent des rapports de frottement supérieurs à l'unité sur toute la plage des nombres de Reynolds, ce qui indique une augmentation de la résistance à l'écoulement par rapport au tube lisse. Parmi les trois modèles, le ruban perforé hexagonal présente le rapport de frottement le plus élevé, ce qui suggère que son influence sur la résistance à l'écoulement du fluide était plus importante que celle du ruban torsadé perforé circulaire. Ces différences soulignent le rôle de la forme des perforations et de la complexité structurelle dans l'intensification des pertes par frottement à l'intérieur du tube.

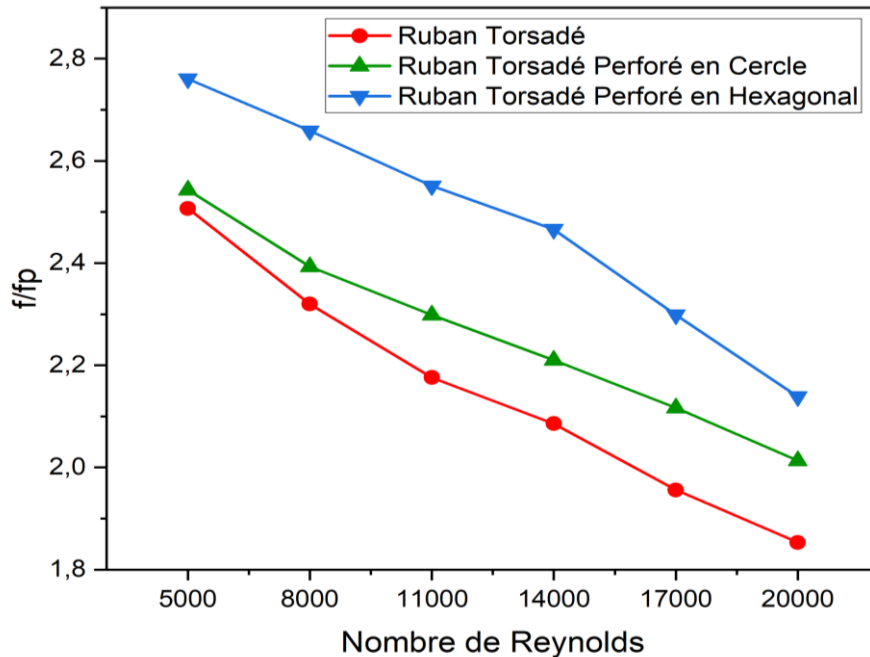


Figure IV.10. Variations du rapport du facteur de frottement f/f_p avec Re pour TL, RT, RTPC et RTPH

IV.2.5. Paramètres locaux

IV.2.5.1. Nombre de Nusselt local

La figure IV.11 présente la variation du nombre de Nusselt local en fonction de la position axiale pour différentes configurations de tube : un tube lisse, un tube muni d'un ruban torsadé plein, un ruban torsadé perforé en cercle et un ruban torsadé perforé en hexagone. Cette représentation permet d'analyser l'effet du torsadage et de la présence de perforations sur le comportement thermique du fluide et sur le développement du transfert convectif le long du tube.

On observe que, pour le tube lisse, le nombre de Nusselt reste pratiquement constant et à un niveau relativement faible sur toute la longueur du domaine. Ce comportement traduit les limites thermiques de la configuration de base, en l'absence de perturbation de l'écoulement ou de tout dispositif favorisant le mélange du fluide.

L'introduction d'un ruban torsadé plein modifie significativement le profil du nombre de Nusselt, qui présente une série d'oscillations sous forme de pics et de vallées successifs. Ces variations périodiques sont associées à la perturbation et au redéveloppement continu de la couche limite thermique, provoqués par le mouvement hélicoïdal du fluide autour du ruban. Le flux tourbillonnaire engendré favorise un échange thermique accru entre le fluide central et les zones proches de la paroi.

Les maxima correspondent aux régions de forte turbulence et de renouvellement de la couche limite, tandis que les minima indiquent les zones où cette dernière tend à se reformer avant d'être de nouveau perturbée. La périodicité observée coïncide avec le pas de torsion du ruban.

L'ajout de perforations circulaires sur le ruban modifie légèrement cette distribution en élevant les valeurs maximales du nombre de Nusselt. Les ouvertures permettent au fluide de traverser partiellement le ruban, réduisant ainsi les zones de stagnation et favorisant un mélange transversal plus efficace. Ce phénomène contribue à retarder le redéveloppement de la couche limite thermique et à améliorer le transfert de chaleur local.

Enfin, le ruban torsadé perforé en hexagone présente les valeurs de Nusselt les plus élevées. La géométrie anguleuse des perforations génère des écoulements secondaires plus intenses et des tourbillons localisés interagissant fortement avec l'écoulement principal. Cette interaction renforce la turbulence, ce qui se traduit par des pics de Nusselt systématiquement supérieurs à ceux des autres configurations.

Dans l'ensemble, la figure démontre que le ruban torsadé améliore sensiblement le transfert de chaleur par rapport au tube lisse, tandis que l'intégration de perforations — notamment de forme hexagonale — intensifie davantage cet effet. La combinaison du torsadage et des perforations constitue ainsi une solution efficace pour accroître la performance thermique des tubes d'échangeurs de chaleur en favorisant un brassage plus homogène et une turbulence accrue du fluide.

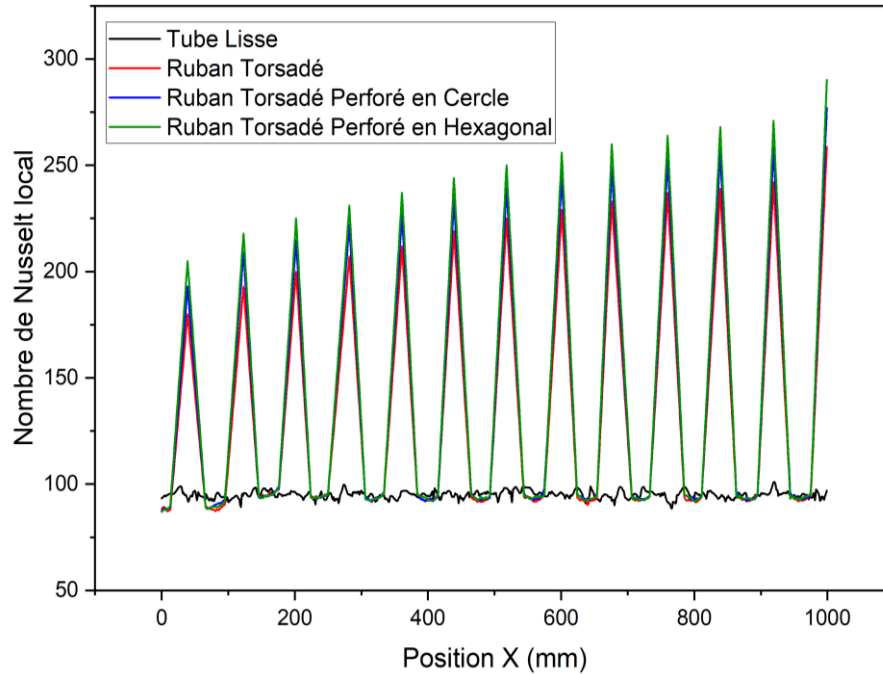


Figure IV.11. Nombre de Nusselt local pour $Re=14000$ le long du tube pour différentes configurations étudiées

IV.2.5.2. Facteur de frottement local

La figure IV.12 illustre la variation du facteur de frottement local (C_f) le long de la position axiale du tube pour différentes configurations : le tube lisse, le ruban torsadé plein, le ruban torsadé perforé en cercle et le ruban torsadé perforé en hexagone. Cette représentation permet d'analyser l'effet de la présence du ruban et de la forme des perforations sur la résistance à l'écoulement et les pertes de charge.

On observe que, pour le tube lisse, le facteur de frottement reste presque constant et de faible amplitude sur toute la longueur du domaine, traduisant un écoulement stable avec des parois lisses et sans perturbation. Cette stabilité s'explique par l'absence de tout dispositif générateur de mouvement tourbillonnaire ou de cisaillement supplémentaire.

En revanche, l'introduction d'un ruban torsadé plein entraîne une oscillation nette du facteur de frottement local. Ces fluctuations périodiques résultent du développement de l'écoulement hélicoïdal imposé par la torsion du ruban. À chaque pas de vrillage, le fluide subit une accélération centrifuge accompagnée d'un fort gradient de vitesse près de la paroi, ce qui provoque des pics de (C_f). Entre deux vrillages successifs, la couche limite tend à se redévelopper, entraînant une diminution temporaire du facteur de frottement. La périodicité des oscillations correspond ainsi directement au pas de torsion du ruban.

L'ajout de perforations modifie ce comportement hydrodynamique. Pour le ruban torsadé perforé en cercle, le facteur de frottement moyen est légèrement inférieur à celui du ruban plein. Les ouvertures circulaires permettent à une partie du fluide de s'écouler à travers le ruban, réduisant ainsi localement la résistance à l'écoulement et atténuant les pertes de charge globales, tout en maintenant un niveau de turbulence satisfaisant.

Dans le cas du ruban torsadé perforé en hexagone, on remarque des pics de (C_f) plus prononcés. Les perforations hexagonales, de par leur géométrie anguleuse, génèrent des zones de recirculation plus intenses et des tourbillons secondaires plus énergétiques. Ces effets renforcent la turbulence et favorisent un meilleur mélange du fluide, mais ils s'accompagnent d'une légère augmentation du frottement pariétal.

Dans l'ensemble, la figure montre clairement que l'intégration de rubans torsadés améliore la dynamique de l'écoulement en augmentant le cisaillement et la turbulence, mais au prix d'une élévation du facteur de frottement par rapport au tube lisse. Les rubans perforés constituent toutefois une solution équilibrée : ils conservent l'intensité de la turbulence tout en limitant les pertes de charge. Le ruban perforé en hexagone offre la meilleure intensification de l'écoulement, tandis que le ruban perforé en cercle représente un compromis intéressant entre performance thermique et hydraulique. Cette analyse confirme que la forme et la disposition des perforations jouent un rôle clé dans l'optimisation du comportement hydrodynamique des tubes munis de dispositifs tourbillonnaires.

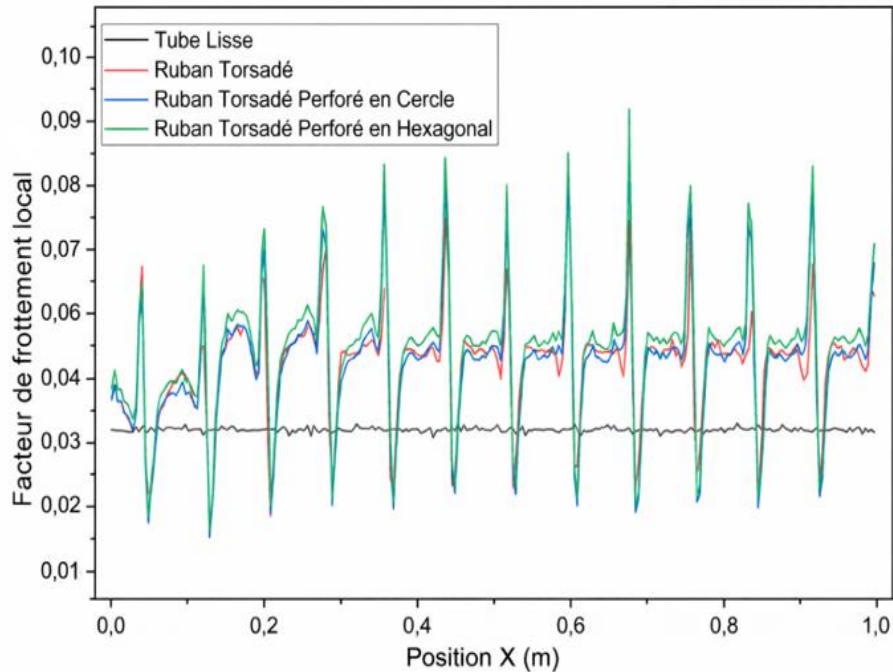


Figure IV.12. Facteur de frottement local pour $Re=14000$ le long du tube pour différentes configurations étudiées

IV.2.6. Critères d'évaluation des performances

La figure IV.13 illustre la variation du coefficient d'évaluation des performances (PEC) en fonction du nombre de Reynolds pour trois configurations de ruban torsadé : conventionnel, perforé en cercle et perforé en hexagonal. Le PEC est un paramètre essentiel qui évalue les performances thermo-hydrauliques globales en équilibrant l'amélioration du transfert de chaleur et la perte de charge, fournissant ainsi une mesure complète de l'efficacité.

Pour toutes les configurations, le PEC diminue initialement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ce comportement est attribué à la prédominance de l'amélioration du transfert de chaleur par rapport aux pertes de pression à des nombres de Reynolds plus faibles. À mesure que le débit augmente, la perte de charge devient plus importante par rapport à l'amélioration du transfert de chaleur, ce qui entraîne une réduction du PEC. Cependant, au-delà d'un certain nombre de Reynolds, le PEC se stabilise, indiquant un état où l'amélioration du transfert de chaleur devient plus proportionnelle aux pertes de charge, ce qui se traduit par un meilleur rendement global à des débits plus élevés. Dans ce régime, les inserts fonctionnent plus efficacement, offrant des performances constantes dans des conditions de débit plus élevées.

De plus, les rendements d'amélioration thermique ont constamment dépassé l'unité, soulignant les avantages des bandes en termes d'économies d'énergie. Une valeur supérieure à l'unité suggérait que l'amélioration du transfert thermique due au turbulateur l'emportait sur l'impact de l'augmentation du frottement, et vice versa.

Parmi les configurations testées, les bandes torsadées perforées de manière circulaire présentent le PEC le plus élevé pour tous les nombres de Reynolds, démontrant ainsi leur capacité à atteindre un équilibre supérieur entre l'amélioration du transfert thermique et la résistance à l'écoulement. Les perforations circulaires induisent efficacement des turbulences tout en minimisant les pertes de pression excessives, ce qui rend cette configuration particulièrement efficace. En comparaison, les bandes torsadées perforées de manière hexagonale présentent des valeurs PEC légèrement inférieures. Malgré leur capacité à générer des turbulences plus fortes et des taux de transfert thermique plus élevés, la complexité accrue de leur géométrie entraîne une résistance au frottement plus élevée, ce qui réduit leurs performances globales. Les bandes torsadées conventionnelles présentent le PEC le plus faible en raison de l'absence d'optimisation de l'écoulement obtenue grâce aux perforations.

Ces résultats soulignent l'importance de la géométrie des perforations dans l'optimisation des performances thermo-hydrauliques des bandes torsadées. Les perforations circulaires offrent un équilibre efficace, ce qui les rend idéales pour les applications pratiques où l'efficacité énergétique et l'amélioration du transfert de chaleur sont essentielles. Les résultats soulignent le compromis entre le transfert de chaleur et la perte de charge, mettant en évidence la nécessité d'une conception réfléchie pour maximiser le PEC dans les systèmes réels.

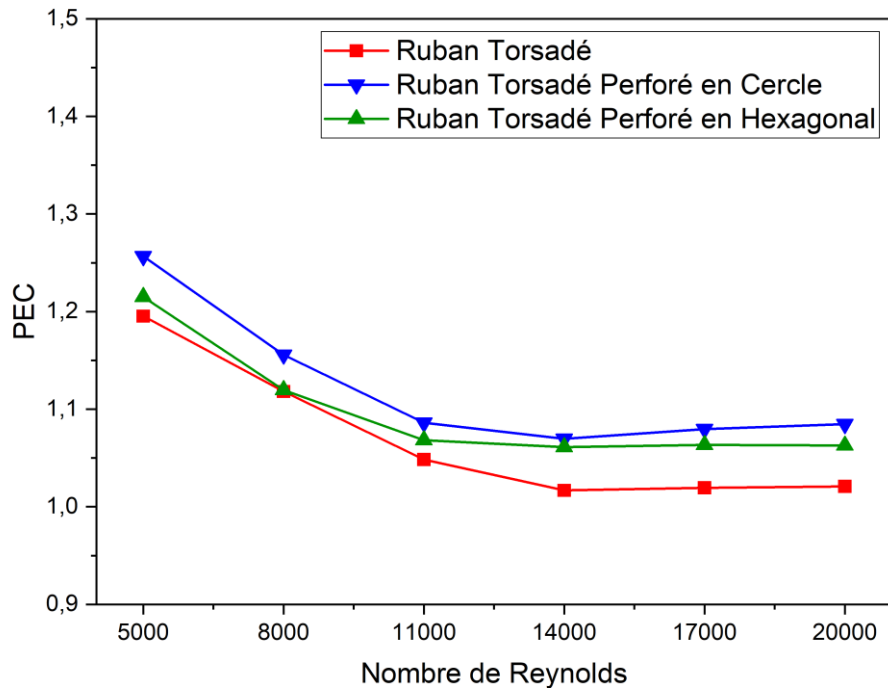


Figure IV.13. Variations de Critères d'Evaluation des Performances avec Re pour RT, RTPC et RTPH

La comparaison des facteurs de performance thermique dans les tubes équipés des bandes torsadées actuelles et d'autres inserts de bande utilisés dans des travaux antérieurs est présentée à la figure IV.14. Les bandes torsadées circulaires et hexagonales perforées, ainsi que la bande torsadée standard, présentent des valeurs PEC plus élevées, restant constamment supérieures à l'unité, ce qui indique un équilibre favorable entre l'amélioration du transfert de chaleur et la perte de pression. En revanche, les configurations de référence : les bandes torsadées perforées avec des rapports de torsion $TR = 4$ et $TR = 5$ [122, 123], et les bandes torsadées avec des rapports de torsion $y/W = 4$ et $4,5$ [124, 125] affichent des valeurs PEC plus faibles, certaines tombant en dessous de l'unité, ce qui suggère des performances thermo-hydrauliques moins efficaces. Cette comparaison met en évidence l'efficacité améliorée des nouvelles conceptions proposées par rapport aux configurations existantes rapportées dans la littérature.

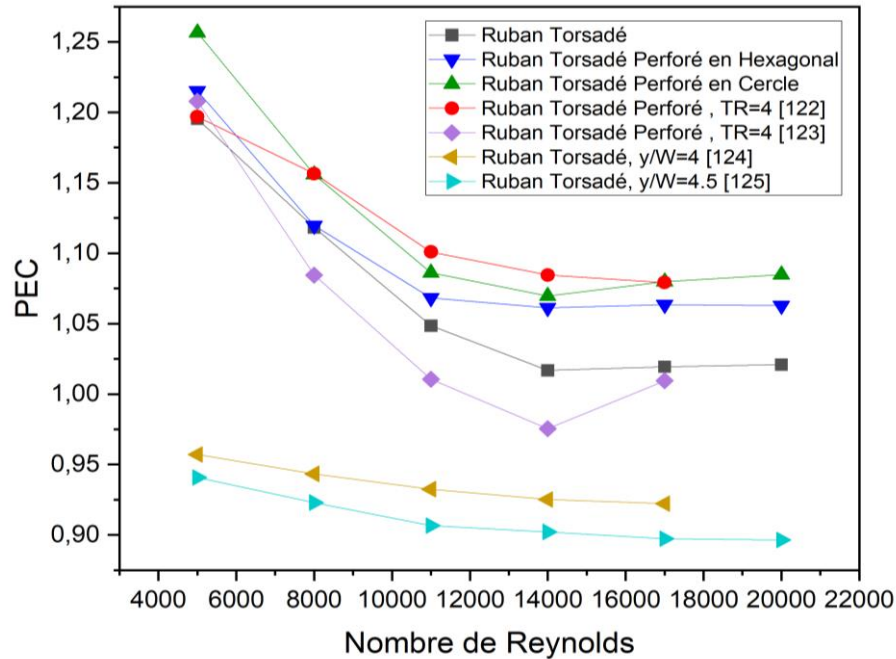


Figure IV.14. Comparaison entre le Critère d'Évaluation des Performances de la présente étude et des travaux antérieurs

IV.3. Conclusion

Une analyse numérique d'un tube lisse (ST) équipé d'inserts typiques à bandes torsadées (RT), à bandes torsadées perforées circulaires (RTPC) et à bandes torsadées perforées hexagonales (RTPH) a été réalisée afin d'étudier les effets de ces inserts sur l'amélioration du transfert de chaleur dans des conditions d'écoulement turbulent ($5000 \leq Re \leq 20\ 000$). L'étude a évalué le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le coefficient d'évaluation des performances (PEC). Les principales conclusions sont les suivantes :

- Une nouvelle forme de perforation a été proposée afin d'améliorer le taux de transfert thermique dans la plage de nombres de Reynolds donnée.
- L'intégration d'inserts en ruban torsadé améliore considérablement le transfert thermique en induisant un écoulement tourbillonnaire et en perturbant la couche limite thermique par rapport à un tube lisse.
- L'augmentation du nombre de Nusselt était de 62,37 % pour le RT, de 65,85 % pour le RTPC et de 76,27 % pour le RTPH, démontrant l'efficacité des modifications géométriques dans la promotion du transfert de chaleur par convection.

- L'introduction de perforations dans les bandes torsadées améliore encore le transfert de chaleur en générant une turbulence supplémentaire et des structures d'écoulement secondaires, ce qui entraîne une augmentation de la résistance au frottement.
- L'augmentation la plus élevée enregistrée du facteur de frottement était de 150,68 % pour le RT, de 154,31 % pour le RTPC et de 176,05 % pour le RTPH, reflétant le compromis entre l'amélioration du transfert thermique et la perte de charge.
- Les résultats du PEC indiquent que le RTPC offre les meilleures performances thermo-hydrauliques, avec une valeur PEC maximale de 1,25, ce qui représente un équilibre optimal entre l'amélioration du transfert de chaleur et la perte de charge.
- Parmi les configurations testées, le RTPH a présenté les taux de transfert de chaleur les plus élevés en raison de sa génération accrue de tourbillons, tandis que le RTPC offrait le meilleur compromis entre l'augmentation du transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement, ce qui en fait la conception la plus efficace pour les applications pratiques.
- L'étude souligne l'influence cruciale de la géométrie des perforations sur l'optimisation de l'efficacité des échangeurs de chaleur, les perforations circulaires offrant un compromis plus favorable entre le transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement.

Ces résultats soulignent le rôle de la conception géométrique dans l'amélioration des performances des échangeurs de chaleur et fournissent des informations utiles pour l'optimisation future des configurations à bandes torsadées.

7. Recommandations pour les futures recherches

Cette étude a examiné les performances thermiques et hydrauliques d'inserts en ruban torsadé lisses et perforés, plus précisément de conception circulaire et hexagonale, dans des conditions d'écoulement turbulent. Il est reconnu que le modèle numérique actuel repose sur des hypothèses simplificatrices, telles que la négligence du couplage thermique complet entre les domaines fluides et solides. Ces limites influencent la précision du comportement thermique prévu, en particulier en ce qui concerne les effets liés aux matériaux. Les études futures sont encouragées à aborder ces aspects en intégrant des simulations complètes de transfert de chaleur conjugué afin de saisir plus précisément l'interaction entre l'écoulement du fluide et les composants solides.

En outre, il est recommandé d'explorer plus avant les caractéristiques des perforations, telles que la taille, la distribution et l'orientation des trous, ainsi que leur influence sur l'écoulement local et le transfert de chaleur. La combinaison d'inserts perforés avec d'autres techniques d'amélioration, telles que les nano-fluides ou la texturation de surface, peut offrir des gains de performance supplémentaires. La validation expérimentale reste cruciale pour étayer les résultats numériques. Enfin, l'évaluation de l'utilisation de ces inserts dans des applications réelles, telles que les capteurs solaires thermiques ou les échangeurs de chaleur compacts, pourrait fournir des informations précieuses sur leur efficacité pratique et leur mise en œuvre.

Conclusion Générale

Le travail présenté dans cette thèse s'inscrit dans la problématique de l'amélioration du transfert de chaleur par des méthodes passives, en particulier par l'utilisation de parois ondulées et perforées dans un tube. À travers une approche numérique, il a été possible de mettre en évidence les effets de ces modifications géométriques sur le comportement thermo-hydraulique de l'écoulement.

Les résultats obtenus montrent que :

- Les ondulations et perforations introduites sur la paroi favorisent une meilleure homogénéisation de l'écoulement et réduisent l'épaisseur de la couche limite thermique, ce qui entraîne une augmentation notable du nombre de Nusselt.
- Cette amélioration s'accompagne cependant d'une hausse du facteur de frottement et donc d'une augmentation de la perte de charge. Cela confirme que l'intensification thermique et les pertes hydrodynamiques sont étroitement liées.
- Un compromis doit être recherché afin de garantir une efficacité énergétique optimale : l'analyse du critère de performance global (PEC) a permis d'identifier des configurations critiques, où l'amélioration du transfert thermique reste significative sans que les pertes de charge ne deviennent prohibitives.
- Au-delà de ces conditions optimales, une complexification excessive de la géométrie conduit à une diminution de la performance globale, soulignant ainsi l'importance d'une conception raisonnée.

L'apport de ce travail réside non seulement dans la quantification de l'effet des ondulations et perforations sur le transfert thermique et les pertes de charge, mais également dans l'identification des plages géométriques critiques, fournissant des indications utiles pour la conception d'échangeurs de chaleur plus compacts et plus performants.

En perspectives, plusieurs prolongements peuvent être envisagés :

- Une validation expérimentale afin de confronter les résultats numériques aux observations pratiques,
- L'exploration de nouvelles géométries hybrides combinant ondulations, perforations et inserts turbulents,
- Et l'application de ces concepts à des systèmes concrets tels que les échangeurs solaires, les dispositifs de récupération de chaleur et les procédés de séchage.

Ainsi, cette recherche constitue une contribution originale aux techniques passives d'intensification du transfert de chaleur et met en évidence le potentiel des surfaces ondulées et perforées pour répondre aux défis énergétiques actuels et futurs.

- [1] Bontemps, Échangeurs de chaleur-Définitions et architecture générale, Editions TI1994.
- [2] S. Kakaç, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, CRC press2002.
- [3] T.L. Bergman, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley & Sons2011.
- [4] W.M. Kays, A.L. London, Compact heat exchangers, (1984).
- [5] R.K. Shah, D.P. Sekulic, Fundamentals of heat exchanger design, John Wiley & Sons2003.
- [6] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley New York1996.
- [7] R.W. Serth, T. Lestina, Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb, Academic press2014.
- [8] R. Karwa, Heat and mass transfer, Springer Nature2020.
- [9] B. Sundén, R.M. Manglik, Plate heat exchangers: design, applications and performance, Wit Press2007.
- [10] H. Nemati, M.M. Ardekani, J. Mahootchi, J.P. Meyer, Fundamentals of Industrial Heat Exchangers: Selection, Design, Construction, and Operation, Elsevier2024.
- [11] Y.A. Cengel, Heat and Mass Transfer: A Practical Approach, 3rd Edition ed., McGraw-Hill2006.
- [12] J. Khorshidi, S. Heidari, Design and construction of a spiral heat exchanger, Advances in Chemical Engineering and Science 6(02) (2016) 201.
- [13] A. Magnificat, O.J.E.R. Megret, Procédés de récupération/valorisation des énergies a bas niveau de température, (10-0234) (2012).
- [14] R.K. Shah, D.P. Sekulic, Heat exchangers, Handbook of heat transfer 3 (1998).
- [15] M. Manzoor, Heat flow through extended surface heat exchangers, Springer Science & Business Media2013.
- [16] M. Picon-Nunez, G.T. Polley, E. Torres-Reyes, A. Gallegos-Munoz, Surface selection and design of plate-fin heat exchangers, Applied Thermal Engineering 19(9) (1999) 917-931.
- [17] L. Léal, M. Miscevic, P. Lavieille, M. Amokrane, F. Pigache, F. Topin, B. Nogarède, L. Tadrist, An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives: Focus on active methods using electroactive materials, International Journal of heat and mass transfer 61 (2013) 505-524.
- [18] S. Thapa, S. Samir, K. Kumar, S. Singh, A review study on the active methods of heat transfer enhancement in heat exchangers using electroactive and magnetic materials, Materials Today: Proceedings 45 (2021) 4942-4947.
- [19] Y.-B. Wang, L.-F. Huang, N. Lan, S.-L. Wang, B.-X. Zhang, Y.-R. Yang, X.-D. Wang, D.-J. Lee, Heat transfer enhancement by electrohydrodynamics in wavy channels, Applied Thermal Engineering 236 (2024) 121556.
- [20] P. Błasiak, S. Pietrowicz, A numerical study on heat transfer enhancement via mechanical aids, International Journal of Heat and Mass Transfer 140 (2019) 203-215.

- [21] A. Hosseinian, A.H.M. Isfahani, E. Shirani, Experimental investigation of surface vibration effects on increasing the stability and heat transfer coefficient of MWCNTs-water nanofluid in a flexible double pipe heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 90 (2018) 275-285.
- [22] M. Dehbani, M. Rahimi, Z. Rahimi, A review on convective heat transfer enhancement using ultrasound, *Applied Thermal Engineering* 208 (2022) 118273.
- [23] M. Legay, N. Gondrexon, S. Le Person, P. Boldo, A. Bontemps, Enhancement of heat transfer by ultrasound: review and recent advances, *International Journal of Chemical Engineering* 2011(1) (2011) 670108.
- [24] A. Tohidi, S.M. Hosseinalipour, M. Shokrpour, A.S. Mujumdar, Heat transfer enhancement utilizing chaotic advection in coiled tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 76 (2015) 185-195.
- [25] S.S. Mousavi Ajarostaghi, M. Zaboli, H. Javadi, B. Badenes, J.F. Urchueguia, A review of recent passive heat transfer enhancement methods, *Energies* 15(3) (2022) 986.
- [26] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and sustainable energy reviews* 19 (2013) 64-81.
- [27] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D.D. Ganji, Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015) 444-469.
- [28] S. Gunes, V. Ozceyhan, O.J.E.T. Buyukalaca, F. Science, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *34(6)* (2010) 684-691.
- [29] A. Garcia, J.P. Solano, P.G. Vicente, A. Viedma, Enhancement of laminar and transitional flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50(15-16) (2007) 3176-3189.
- [30] L. Chai, S.A. Tassou, A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface, *Energies* 11(10) (2018) 2737.
- [31] M. Awais, A.A. Bhuiyan, Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities, *Thermal Science and Engineering Progress* 5 (2018) 524-545.
- [32] X. Wu, T. Fu, J. Wang, L. Zeng, F. Zhang, A comparative study of fluid flow and heat transfer in the tube with multi-V-winglets vortex generators, *Applied Thermal Engineering* 236 (2024) 121448.
- [33] M.A. Kherrafi, A. Benseddik, R. Saim, A. Bouregueba, A. Badji, C. Nettari, S.M. Mansouri, A. Lahreche, H. Bensaha, Performance enhancement of indirect solar dryer with offset strip fins: Experimental investigation and comparative analysis, *Solar Energy* 266 (2023) 112158.
- [34] M. Salem, M. Althafeeri, K. Elshazly, M. Higazy, M. Abdrabbo, Experimental investigation on the thermal performance of a double pipe heat exchanger with segmental perforated baffles, *International Journal of Thermal Sciences* 122 (2017) 39-52.
- [35] P. Bichkar, O. Dandgaval, P. Dalvi, R. Godase, T. Dey, Study of shell and tube heat exchanger with the effect of types of baffles, *Procedia Manufacturing* 20 (2018) 195-200.

- [36] J. Wen, H. Yang, S. Wang, Y. Xue, X. Tong, Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 84 (2015) 990-997.
- [37] W.-X. Chu, C.-A. Tsai, B.-H. Lee, K.-Y. Cheng, C.-C. Wang, Experimental investigation on heat transfer enhancement with twisted tape having various V-cut configurations, *Applied Thermal Engineering* 172 (2020) 115148.
- [38] A.R.S. Suri, A. Kumar, R. Maithani, Heat transfer enhancement of heat exchanger tube with multiple square perforated twisted tape inserts: Experimental investigation and correlation development, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 116 (2017) 76-96.
- [39] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34(6) (2010) 684-691.
- [40] A. Ramadhan Al-Obaidi, I. Chaer, Study of the flow characteristics, pressure drop and augmentation of heat performance in a horizontal pipe with and without twisted tape inserts, *Case Studies in Thermal Engineering* 25 (2021) 100964.
- [41] W.H. Azmi, K.V. Sharma, P.K. Sarma, R. Mamat, S. Anuar, Comparison of convective heat transfer coefficient and frottement factor of TiO₂ nanofluid flow in a tube with twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences* 81 (2014) 84-93.
- [42] C. Man, J. Yao, C. Wang, The experimental study on the heat transfer and frottement factor characteristics in tube with a new kind of twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 75 (2016) 124-129.
- [43] K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Enhancement of heat transfer using CuO/water nanofluid and twisted tape with alternate axis, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38(6) (2011) 742-748.
- [44] B. Kumar, G.P. Srivastava, M. Kumar, A.K. Patil, A review of heat transfer and fluid flow mechanism in heat exchanger tube with inserts, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification* 123 (2018) 126-137.
- [45] M.E. Nakhchi, M. Hatami, M. Rahmati, Experimental investigation of heat transfer enhancement of a heat exchanger tube equipped with double-cut twisted tapes, *Applied Thermal Engineering* 180 (2020) 115863.
- [46] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, C. Thianpong, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering* 30(4) (2010) 310-318.
- [47] M.M.K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Saha, M.T. Islam, Heat transfer and frottement factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 46 (2013) 49-57.
- [48] T. Dagdevir, M. Uyanik, V. Ozceyhan, The experimental thermal and hydraulic performance analyses for the location of perforations and dimples on the twisted tapes in twisted tape inserted tube, *International Journal of Thermal Sciences* 167 (2021) 107033.

- [49] H. Arasteh, A. Rahbari, R. Mashayekhi, A. Keshmiri, R.B. Mahani, P. Talebizadehsardari, Effect of pitch distance of rotational twisted tape on the heat transfer and fluid flow characteristics, *International Journal of Thermal Sciences* 170 (2021) 106966.
- [50] M. Ghasemian, M. Sheikholeslami, M. Dehghan, Performance improvement of photovoltaic/thermal systems by using twisted tapes in the coolant tubes with different cross-section patterns, *Energy* (2023) 128016.
- [51] A.S. Yadav, V. Shrivastava, A. Sharma, S.K. Sharma, M.K. Dwivedi, O.P. Shukla, CFD simulation on thermo-hydraulic characteristics of a circular tube having twisted tape inserts, *Materials Today: Proceedings* 47 (2021) 2790-2795.
- [52] Y. Hong, J. Du, S. Wang, S.-M. Huang, W.-B. Ye, Effect of decaying swirl flow on tubular turbulent heat transfer enhancement by using short length helical tapes, *Chemical Engineering Research and Design* 138 (2018) 1-12.
- [53] A.H. Altun, H. Nacak, E. Canli, Effects of trapezoidal and twisted trapezoidal tapes on turbulent heat transfer in tubes, *Applied Thermal Engineering* 211 (2022) 118386.
- [54] C. Luo, K. Song, Thermal performance enhancement of a double-tube heat exchanger with novel twisted annulus formed by counter-twisted oval tubes, *International Journal of Thermal Sciences* 164 (2021) 106892.
- [55] R.J. Yadav, S.S. Kore, P.S. Joshi, Correlations for heat transfer coefficient and frottement factor for turbulent flow of air through square and hexagonal ducts with twisted tape insert, *Heat and Mass Transfer* 54(5) (2018) 1467-1475.
- [56] M. Kosker, F. Yilmaz, The cross-sectional curvature effect of twisted tapes on heat transfer performance, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification* 154 (2020) 108008.
- [57] L. Shijie, Q. Zuoqin, W. Qiang, Optimization of thermohydraulic performance of tube heat exchanger with L twisted tape, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 145 (2023) 106842.
- [58] H.Q.A. Khafaji, H.A. Abdul Wahhab, S.S. Alsaedi, W.A.K. Al-Maliki, F. Alobaid, B. Epple, Thermal Performance Evaluation of a Tubular Heat Exchanger Fitted with Combined Basket–Twisted Tape Inserts, 12(10) (2022) 4807.
- [59] J. Luo, A. Alghamdi, F. Aldawi, H. Moria, A. Mouldi, H. Loukil, A.F. Deifalla, S.P. Ghouschi, Thermal-frottement behavior of new special shape twisted tape and helical coiled wire turbulators in engine heat exchangers system, *Case Studies in Thermal Engineering* 53 (2024) 103877.
- [60] K.L. Liaw, J.C. Kurnia, A.P. Sasmito, Turbulent convective heat transfer in helical tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 169 (2021) 120918.
- [61] A. Rajan, R. Raj, S. Sneha, S. Kumar, L. Prasad, Mechanics of heat transfer through twisted tape fitted in heat exchanger tube in turbulent regime, *International Journal of Advances in Engineering Sciences and Applied Mathematics* (2023).
- [62] R. Bahuguna, K.K.S. Mer, M. Kumar, S. Chamoli, Thermohydraulic performance and second law analysis of a tube embedded with multiple helical tape inserts, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2021) 1-23.

- [63] S. Paneliya, S. Khanna, U. Patel, P. Prajapati, I. Mukhopadhyay, Systematic investigation on fluid flow and heat transfer characteristic of a tube equipped with variable pitch twisted tape, *International Journal of Thermofluids* 1-2 (2020) 100005.
- [64] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Performance evaluation of a double-pipe heat exchanger fitted with self-rotating twisted tapes, *Applied Thermal Engineering* 158 (2019) 113770.
- [65] B. Ravikiran, K. Ramji, T. Subrahmanyam, Investigation on thermal performance of different wire coil twisted tape inserts in a tube circulated with water, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 122 (2021) 105148.
- [66] M.M.K. Bhuiya, A.S.M. Sayem, M. Islam, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin, Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 50 (2014) 25-33.
- [67] J.D. Zhu, H. Chen, Numerical Study on Enhanced Heat Transfer by Twisted Tape Inserts inside Tubes, *Procedia Engineering* 130 (2015) 256-262.
- [68] S. Khanmohammadi, N. Mazaheri, Second law analysis and multi-criteria optimization of turbulent heat transfer in a tube with inserted single and double twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences* 145 (2019) 105998.
- [69] C. Vashistha, A.K. Patil, M. Kumar, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts, *Applied Thermal Engineering* 96 (2016) 117-129.
- [70] Y. Hong, J. Du, S. Wang, Turbulent thermal, fluid flow and thermodynamic characteristics in a plain tube fitted with overlapped multiple twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 115 (2017) 551-565.
- [71] W. Changcharoen, P. Somravysin, P. Promthaisong, P. Eiamsa-ard, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, Investigation of turbulent heat transfer in round tubes fitted with regularly spaced overlap dual twisted tape elements, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* 3(2) (2018) 64-74.
- [72] P. Samruaisin, W. Changcharoen, C. Thianpong, V. Chuwattanakul, M. Pimsarn, S. Eiamsa-ard, Influence of regularly spaced quadruple twisted tape elements on thermal enhancement characteristics, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification* 128 (2018) 114-123.
- [73] P.K. Pal, S.K. Saha, Experimental investigation of laminar flow of viscous oil through a circular tube having integral spiral corrugation roughness and fitted with twisted tapes with oblique teeth, *Experimental Thermal and Fluid Science* 57 (2014) 301-309.
- [74] H. Bucak, F. Yilmaz, Heat transfer augmentation using periodically spherical dimple-protrusion patterned walls of twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences* 171 (2022) 107211.
- [75] R. Datt, M.S. Bhist, A.D. Kothiyal, R. Maithani, A. Kumar, Effect of square wing with combined solid ring twisted tape inserts on heat transfer and fluid flow of a circular tube heat exchanger, *International Journal of Green Energy* 15(12) (2018) 663-680.

- [76] R. Datt, M.S. Bhist, A.D. Kothiyal, R. Maithani, A.J.T.S. Kumar, Fluid flow and heat transfer enhancement in wings with combined solid ring twisted tape inserts circular heat exchanger tube, 23(6 Part B) (2019) 3893-3903.
- [77] M.E. Nakhchi, J.A. Esfahani, Performance intensification of turbulent flow through heat exchanger tube using double V-cut twisted tape inserts, Chemical Engineering and Processing - Process Intensification 141 (2019) 107533.
- [78] T.T. Kapade, S.K. Shah, D.S. Shah, N.S. Kumar, J.K. Bhor, V.S. Panwar, G. Singh, Thermal analysis of v-cut twisted tape fitted heat exchanger: A numerical approach, International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) (2024) 1-17.
- [79] R.M. Sarviya, V. Fuskele, Heat transfer and pressure drop in a circular tube fitted with twisted tape insert having continuous cut edges, Journal of Energy Storage 19 (2018) 10-14.
- [80] S. Kumar, L. Prasad, Experimental investigation of drumet-cut twisted tape inserts on performance enhancement of heat exchanger tube in turbulent flow, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 46(5) (2024) 1-13.
- [81] A. Rajan, S. Sneha, L. Prasad, B.N. Prasad, Performance intensification of heat exchanger tube fitted with double hyperbolic-cut twisted tape in turbulent flow, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 45(9) (2023) 477.
- [82] P. Promvong, Thermal performance in square-duct heat exchanger with quadruple V-finned twisted tapes, Applied Thermal Engineering 91 (2015) 298-307.
- [83] M.Z. Hayat, G. Nandan, A.K. Tiwari, S.K. Sharma, R. Shrivastava, A.K. Singh, Numerical study on heat transfer enhancement using twisted tape with trapezoidal ribs in an internal flow, Materials Today: Proceedings 46 (2021) 5412-5419.
- [84] K.S. Mushatet, Q.A. Rishak, M.H. Fagr, Experimental and numerical investigation of swirling turbulent flow and heat transfer due to insertion of twisted tapes of new models in a heated tube, Applied Thermal Engineering 171 (2020) 115070.
- [85] B. Samutpraphut, S. Eiamsa-ard, V. Chuwattanakul, C. Thianpong, N. Maruyama, M. Hirota, Influence of sawtooth twisted tape on thermal enhancement of heat exchanger tube, Energy Reports 9 (2023) 696-703.
- [86] M. Khoshvaght-Aliabadi, A. Feizabadi, Performance intensification of tubular heat exchangers using compound twisted-tape and twisted-tube, Chemical Engineering and Processing - Process Intensification 148 (2020) 107799.
- [87] S.K. Singh, A. Kumar, Experimental study of heat transfer and frottement factor in a double pipe heat exchanger using twisted tape with dimple inserts, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects (2021) 1-30.
- [88] R. Mashayekhi, A.H. Eisapour, M. Eisapour, P. Talebizadehsardari, A. Rahbari, Hydrothermal performance of twisted elliptical tube equipped with twisted tape insert, International Journal of Thermal Sciences 172 (2022) 107233.
- [89] B.K. Dandoutiya, A. Kumar, W-cut twisted tape's effect on the thermal performance of a double pipe heat exchanger: A numerical study, Case Studies in Thermal Engineering 34 (2022) 102031.

- [90] P. Samruaisin, K. Kunnarak, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Effect of sparsely placed twisted tapes installed with multiple-transverse twisted-baffles on heat transfer enhancement, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 140(3) (2020) 1159-1175.
- [91] R. Kumar, G. Nandan, G. Dwivedi, A. Kumar Shukla, R. Shrivastava, Modeling of triangular perforated twisted tape with V-Cuts in double pipe heat exchanger, *Materials Today: Proceedings* 46 (2021) 5389-5395.
- [92] A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi, Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 71 (2016) 126-136.
- [93] B. Kumar, A.K. Patil, S. Jain, M. Kumar, Effects of Double V Cuts in Perforated Twisted Tape Insert: An Experimental Study, *Heat Transfer Engineering* 41(17) (2020) 1473-1484.
- [94] P. Kumar, R.M. Sarviya, Experimental investigation on effect of perforated double V-cut twisted tape on thermo-hydraulic characteristics of heat exchanger tube, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 46(1) (2024) 3228-3244.
- [95] P.B. Dehankar, K. Joshi, V.A. Bhosale, K.I. Patil, Investigation of newly designed Alternate Perforated V-Notch (APVN) twisted tape with heat transfer characteristics, *Results in Engineering* 14 (2022) 100425.
- [96] N. Mashooofi, S. Pourahmad, S.M. Pesteei, Study the effect of axially perforated twisted tapes on the thermal performance enhancement factor of a double tube heat exchanger, *Case Studies in Thermal Engineering* 10 (2017) 161-168.
- [97] A.J. Abdulhamed, A. Al-Akam, W.J. Khudhayer, A.S. Allw, Tubular Heat Enhancement Using Twisted Tape Inserts with Large Holes, *Energy Engineering* 121(2) (2024).
- [98] M.M.K. Bhuiya, M.M. Roshid, M.M.M. Talukder, M.G. Rasul, P. Das, Influence of perforated triple twisted tape on thermal performance characteristics of a tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 167 (2020) 114769.
- [99] S. Ponnada, T. Subrahmanyam, S.V. Naidu, A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis, *International Journal of Thermal Sciences* 136 (2019) 530-538.
- [100] A. Vaisi, R. Moosavi, M. Lashkari, M. Mohsen Soltani, Experimental investigation of perforated twisted tapes turbulator on thermal performance in double pipe heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification* 154 (2020) 108028.
- [101] T. Dagdevir, V. Ozceyhan, An experimental study on heat transfer enhancement and flow characteristics of a tube with plain, perforated and dimpled twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences* 159 (2021) 106564.
- [102] F. Afsharpanah, K. Pakzad, M. Amirsoleymani, M.A.J.H.T.A.R. Delavar, Numerical study of heat transfer enhancement using perforated dual twisted tape inserts in converging-diverging tubes, *47(5)* (2018) 754-767.
- [103] F. Afsharpanah, A.Z. Sheshpoli, K. Pakzad, S.S.M. Ajarostaghi, Numerical investigation of non-uniform heat transfer enhancement in parabolic trough solar collectors using dual modified twisted-tape inserts, *Journal of Thermal Engineering* 7(1) (2021) 133-147.

- [104] P. Kumar, R.M. Sarviya, Numerical investigation of heat transfer augmentation and frottement loss characteristics in heat exchanger tube with the use of novel perforated rectangular cut twisted tape, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 45(1) (2023) 2346-2361.
- [105] A.R.S. Suri, A. Kumar, R. Maithani, Experimental investigation of heat transfer and fluid flow behaviour in multiple square perforated twisted tape with square wing inserts heat exchanger tube, *Heat and Mass Transfer* 54(6) (2018) 1813-1826.
- [106] S. Ghadirijafarbigloo, A.H. Zamzaman, M. Yaghoubi, 3-D numerical simulation of heat transfer and turbulent flow in a receiver tube of solar parabolic trough concentrator with louvered twisted-tape inserts, *Energy procedia* 49 (2014) 373-380.
- [107] K. Nanan, C. Thianpong, P. Promvong, S. Eiamsa-Ard, Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 52 (2014) 106-112.
- [108] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 162 (2019) 114296.
- [109] M.M.K. Bhuiya, A.K. Azad, M.S.U. Chowdhury, M. Saha, Heat transfer augmentation in a circular tube with perforated double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 74 (2016) 18-26.
- [110] B. Kumar, A.K. Patil, S. Jain, M. Kumar, Study of Entropy Generation in Heat Exchanger Tube With Multiple V Cuts in Perforated Twisted Tape Insert, *Journal of Heat Transfer* 141(8) (2019).
- [111] K. Ruengpayungsak, A. Saysroy, K. Wongcharee, S. Eiamsa-Ard, Thermohydraulic performance evaluation of heat exchangers equipped with centrally perforated twisted tape: Laminar and turbulent flows, *Journal of Thermal Science and Technology* 14(1) (2019).
- [112] S. Gunes, E. Karakaya, Experimental investigation on heat transfer enhancement with loose-fit perforated twisted tapes, *Heat Transfer Research* 50(9) (2019).
- [113] A.K. Bhakta, S.N. Singh, Thermo-hydraulic performance analysis of parabolic concentrating solar water heater, *Journal of Thermal Engineering* 6(5) (2020) 802-815.
- [114] S. Farhadi, Y. Shekari, P. Omidvar, Numerical and experimental investigation of laminar and turbulent convective heat transfer in a coiled flow reverser with twisted tape insert, *International Journal of Thermal Sciences* 197 (2024) 108781.
- [115] S. Bhattacharyya, H. Chattopadhyay, S. Bandyopadhyay, Numerical study on heat transfer enhancement through a circular duct fitted with centre-trimmed twisted tape, *International Journal of heat and Technology* 34(3) (2016) 401-406.
- [116] T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu, A new k-epsilon eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: Model development and validation, 1994.
- [117] R.L. Webb, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *international journal of heat and mass transfer* 24(4) (1981) 715-726.
- [118] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International communications in heat and mass transfer* 12(1) (1985) 3-22.

- [119] S. Ali, J. Faraj, S. Awad, H.S. Ramadan, M. Khaled, T. Dbouk, Innovative algorithmic approach of determining the overall heat transfer coefficient of concentric tube heat exchangers, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 148 (2023) 107077.
- [120] A.V. Minakov, D.V. Guzei, M.I. Pryazhnikov, V.A. Zhigarev, V.Y. Rudyak, Study of turbulent heat transfer of the nanofluids in a cylindrical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 102 (2016) 745-755.
- [121] B.S. Petukhov, Heat transfer and frottement in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in heat transfer*, Elsevier 1970, pp. 503-564.
- [122] D.S. Pimoli, P. Tomar, A. Kumar, G. Dwivedi, A.J.I.J.o.E.f.a.C.E. Shukla, Experimental investigation of frottement factor and heat transfer enhancement using circular perforated twisted tape inserts in heat exchangers, 26(3) (2025).
- [123] S. Ponnada, T. Subrahmanyam, S.J.I.J.o.T.S. Naidu, A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis, 136 (2019) 530-538.
- [124] C. Thianpong, P. Eiamsa-Ard, S.J.H. Eiamsa-Ard, M. Transfer, Heat transfer and thermal performance characteristics of heat exchanger tube fitted with perforated twisted-tapes, 48(6) (2012) 881-892.
- [125] N. Piriyaungrod, S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, M. Pimsarn, K.J.C.E. Nanan, P.P. Intensification, Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts, 96 (2015) 62-71.

